



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

ÚSTAV VÝROBNÍCH STROJŮ, SYSTÉMŮ A ROBOTIKY

INSTITUTE OF PRODUCTION MACHINES, SYSTEMS AND ROBOTICS

**VLIV VIBRACÍ BROUSÍČÍHO VŘETENE BRUSKY NA
CHVĚNÍ OBROBKU PŘI BROUŠENÍ**

THE INFLUENCE OF THE VIBRATIONS OF THE GRINDING SPINDLE OF THE GRINDER ON THE
VIBRATIONS OF LARGE SHAFTS DURING MACHINING

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. Libor Hanych

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. Petr Nahodil

BRNO 2018

Zadání diplomové práce

Ústav: Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky
Student: **Bc. Libor Hanych**
Studijní program: Strojní inženýrství
Studijní obor: Kvalita, spolehlivost a bezpečnost
Vedoucí práce: **Ing. Petr Nahodil**
Akademický rok: 2017/18

Ředitel ústavu Vám v souladu se zákonem č.111/1998 o vysokých školách a se Studijním a zkušebním řádem VUT v Brně určuje následující téma diplomové práce:

Vliv vibrací brousícího vřetene brusky na chvění obrobku při broušení

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Firma Siemens Electric Machines s.r.o. je výrobcem asynchronních a synchronních motorů a generátorů. Při obrábění velkých hřídelí na stroji může docházet ke geometrickým nerovnostem broušeného povrchu vlivem přenosu chvění od brousícího vřetene na koník stroje. Úkolem diplomové práce je popsat vlivy, které toto poškození způsobují a navrhnout možnosti opatření ke zlepšení geometrie broušeného povrchu.

Cíle diplomové práce:

1. Pojednejte obecně o vibrodiagnostice a možnostech využití metod vibrodiagnostiky v průmyslové praxi.
2. Vytvořte návrh diagnostického systému pro testování obráběcího stroje.
3. Navrhněte vhodnou metodiku měření pro zjištění přenosu vibrací z brousícího vřetene na obrobek.
4. Realizujte vybraná měření a proveďte jeho vyhodnocení.
5. Z provedeného měření popište vlivy, které ovlivňují kvalitu obráběného povrchu.
6. Dosažení výsledky řešení úkolů popište a zhodnoťte a navrhněte vhodná opatření.

Seznam doporučené literatury:

BILOŠ, Jan a BILOŠOVA, Alena. Aplikovaný mechanik jako součást týmu konstruktérů a vývojářů: část vibrační diagnostika. 1.vyd. Ostrava 2012, VŠB – TU Ostrava, fakulta strojní.

CHMELÍK, Karel, POSPISILÍK, Jiří a FOLDYNA, Jiří. Ložiskové proudy v elektrických strojích, 1 .vyd. Ostrava 2008. VŠB-TU Ostrava. ISBN 978-80-7225-290-9.

KREIDL, Marcel a ŠMID, Radislav. Technická diagnostika. Senzory-metody-analýza signálu. 1. vyd. Praha BEN – technická literatura, 2006. 408 s. ISBN 80-7300-158-6.

HELEBRANT, František a ZIEGLER, Jiří. Technická diagnostika a spolehlivost, II. Vibrodiagnostika. 1. vyd. Ostrava 2005, VŠB-TU Ostrava. ISBN 80-248-0650-9.

HUDECZEK, Mečislav, Zvyšování spolehlivosti asynchronních elektromotorů včetně poháněných strojů. Ostrava 2011, Hudeczek Service s.r.o.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2017/18

V Brně, dne

L. S.

doc. Ing. Petr Blecha, Ph.D.
ředitel ústavu

doc. Ing. Jaroslav Katolický, Ph.D.
děkan fakulty

ABSTRAKT

Diplomová práce se zabývá vibrodiagnostikou a jejím využitím při monitorování přenosu vibrací během broušení velkých hřídelí ve společnosti Siemens Electric Machines s.r.o. v Drásově. Práce se věnuje návrhu diagnostického systému pro testování obráběcího stroje a stanovení metodiky měření pro zjištění přenosu vibrací z brousícího vřetene na obrobek. Z naměřených dat jsou stanoveny vlivy, které ovlivňují kvalitu broušeného povrchu. V závěru práce je popsán návrh na vytvoření diagnostického a měřícího systému.

ABSTRACT

This master's thesis deals with vibrodiagnostics and its use for monitoring of the vibration transmission during grinding of large shafts at Siemens Electric Machines s.r.o. based in Drásov. Diagnostic system for machine tools testing was designed as well as a measurement methodology, which is used to detect the vibration transfer from the grinding spindle to the workpiece. Influences that affect the quality of the ground surface were determined, based on evaluation of measured data. The last part is dedicated to a proposal of a diagnostic and measuring system.

KLÍČOVÁ SLOVA

Technická diagnostika, vibrodiagnostika, diagnostický systém, kvalita povrchu, soustruh, bruska, obvodové broušení

KEYWORDS

Technical diagnostics, vibrodiagnostics, diagnostic system, surface quality, lathe, grinding machine, cylindrical grinding

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

HANYCH, L. *Vliv vibrací brousícího vřetene brusky na chvění obrobku při broušení*. Brno, Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství. 2018, 73 s., Vedoucí diplomové práce Ing. Petr Nahodil.

PODĚKOVÁNÍ

Tímto bych chtěl poděkovat vedoucímu práce Ing. Petrovi Nahodilovi za ochotu, cenné připomínky a rady týkající se zpracování diplomové práce. Poděkování patří také Ing. Janu Škrabalovi a firmě Siemens Electric Machines s.r.o., za umožnění zpracování diplomové práce v tomto podniku. Děkuji také jednateři společnosti MARPOSS s.r.o., panu Ing. Františkovi Brušákovi, za ochotu při vytváření návrhu. V neposlední řadě bych také rád poděkoval své rodině, která mě podporovala během celého studia.

ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že tato práce je mým původním dílem, zpracoval jsem ji samostatně pod vedením Ing. Petra Nahodila a s použitím literatury uvedené v seznamu.

V Brně dne 25.5.2018

.....

Bc. Hanych Libor

OBSAH

1	ÚVOD	15
2	TECHNICKÁ DIAGNOSTIKA	17
3	VIBRODIAGNOSTIKA	19
3.1	Základní pojmy mechanického kmitání.....	20
3.2	Vibrace při procesu broušení	21
3.2.1	Impulsní vibrace	22
3.2.2	Vynucené vibrace	22
3.2.3	Samobuzené vibrace	22
3.3	Dynamické vztahy v procesu broušení	24
3.3.1	Přenosové funkce.....	26
3.4	Měření vibrací.....	26
3.4.1	Analýzátory vibrací	26
3.4.2	Snímače (senzory) vibrací	27
3.4.3	Montáž snímačů.....	28
3.5	Druhy měření	30
3.6	Analýza signálu v časové oblasti	30
3.6.1	Hodnocení dle norem.....	31
3.7	Frekvenční analýza vibrodiagnostického signálu	33
3.8	Důvody použití vibrační diagnostiky v průmyslu.....	34
4	PRAKTICKÁ ČÁST	35
4.1	Siemens Electric Machines s.r.o.	35
5	DIAGNOSTICKÝ SYSTÉM.....	37
5.1	Objekt diagnostiky	37
5.2	Prostředky diagnostiky	38
5.2.1	Snímače vibrací	38
5.2.2	Analýzátor vibrací	39
5.2.3	Software DDS 2018.....	40
6	REALIZACE MĚŘENÍ.....	41
7	VYHODNOCENÍ MĚŘENÍ.....	43
7.1	Vyhodnocení dle normy ČSN ISO 20 0065	43
7.2	Vyhodnocení simulované chůze operátora	44
7.3	Otáčky brusného kotouče.....	47
7.4	Frekvenční spektrum rychlosti vibrací	47
7.5	Amplituda, fáze a otáčky	50
8	VLIVY NA KVALITU OBRÁBĚNÉHO POVRCHU.....	51
8.1	Vliv pohybu operátora	51
8.2	Ustavení stroje a jeho základ	51
8.3	Vliv nevývahy kotouče	52
8.4	Vliv parametrů broušení	52
9	NÁVRH MODERNIZACE PROCESU	53
9.1	Popis systému	53
9.2	Přínos modernizace procesu	55
10	ZÁVĚR	57

11	SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ	59
12	SEZNAM ZKRATEK, SYMBOLŮ, TABULEK A OBRÁZKŮ.....	61
12.1	Seznam zkratek.....	61
12.2	Seznam symbolů.....	61
12.3	Seznam tabulek.....	62
12.4	Seznam obrázků.....	62
13	SEZNAM PŘÍLOH.....	65

1 ÚVOD

Základním úkolem každého dobře prosperujícího podniku je minimalizovat provozní náklady na minimum. Provozní náklady zahrnují mimo jiné i nemalé náklady na údržbu. Kvalitně prováděná údržba zajišťuje zvyšování provozní spolehlivosti strojů. Snižování výdajů či zanedbávání údržby však vede poté ještě k vyšším výdajům na opravy a pořízení nových strojů. Důležité je najít kompromis mezi plánováním údržby a požadavky na výrobní proces, a proto se vynakládají prostředky na optimalizaci plánu provádění údržby. K tomu slouží technická diagnostika, která nám pomáhá sledovat technický stav a funkční vlastnosti sledovaného stroje za stanovených provozních podmínek. Pomáhá také predikovat provozní vlastnosti do budoucna a detekovat tak blížící se poruchu stroje.

Technická diagnostika se v současné době řadí mezi významné obory, a to nejen v technických aplikacích. Jednou z nejrozšířenějších částí technické diagnostiky je vibrodiagnostika, jež slouží pro hodnocení různých rotačních, ale i jiných pohybových uzlů výrobních strojů, u kterých se vyskytuje mechanické kmitání. Vibrodiagnostika se zabývá zkoumáním technického stavu strojů a zařízení bezdemontážními a nedestruktivními postupy. Vibrace slouží jako zdroj informací, které lze analyzovat a následně vyhodnotit technický a provozní stav strojů. Zároveň je to nástroj technické diagnostiky, při kterém stroj kontinuálně pracuje, vyrábí a nedochází tak ke zpomalování výrobního procesu.

Ve všech obráběcích procesech působí různé faktory, které ho ovlivňují nejen pozitivně, ale i negativně. Mezi tyto faktory se řadí rovněž vibrace, které mohou souviset se samotným řezným procesem, nebo mohou být způsobeny vnějšími zdroji. Tyto vibrace jsou nežádoucí a mohou způsobovat několik problémů. V první řadě působí na samotný stroj a tím i na jeho životnost, životnost nástrojů a mohou být zdrojem nadměrného hluku. Druhým problémem je pak jejich vliv na kvalitu obráběného povrchu. Při dokončovacích operacích, jako je např. broušení, jsou kladeny vysoké požadavky na rozměrovou a geometrickou přesnost obrobku. Právě zde mají vibrace výrazný vliv a je zapotřebí lokalizovat jejich zdroje a případně přijmout nápravná opatření k jejich snížení.

Firma Siemens Electric Machines s.r.o. je výrobcem asynchronních a synchronních motorů a generátorů. Ve svém strojním parku má univerzální hrotový soustruh spolu s bruskou, kde je prováděno broušení velkých hřídelí. Na stroji může docházet ke geometrickým nepřesnostem broušeného povrchu vlivem přenosu chvění od vřetene brusky na koník stroje. Úkolem diplomové práce je popsat vlivy, které toto poškození způsobují a navrhnout opatření ke zlepšení geometrie broušeného povrchu.

2 TECHNICKÁ DIAGNOSTIKA

Technická diagnostika je samostatný vědní obor, jenž se zabývá metodami, prostředky a postupy především nedestruktivního a bezdemontážního zjišťování technického stavu daného objektu. Pojem diagnóza pochází původem z řeckého jazyka, kde dia-gnosis znamená „skrze poznání“. Zprvu se tento převzatý pojem vyskytoval pouze v lékařském prostředí, kde mu bylo rozuměno jako vyšetření pacienta, a pro technické aplikace byl využit až o mnoho let později. [1]

První základní úlohou, která může nastat při zkoumání technického stavu diagnostikovaného objektu je diagnóza. Diagnóza je zhodnocení okamžitého technického stavu objektu. Z hlediska terminologie spolehlivosti se jedná o zhodnocení provozuschopnosti objektu při stanovených technických podmínkách. Do základních úkolů diagnostiky patří detekce vady nebo poruchy, tzn. identifikace vady nebo identifikace částečné nebo úplné poruchy objektu. Dalším úkolem je lokalizace vady nebo poruchy, což znamená určení místa s vyskytující se vadou nebo poruchou v objektu. Porucha je jev, jenž spočívá v ukončení schopnosti objektu plnit požadovanou funkci, zatímco vadou rozumíme nesplnění požadavku ve vztahu k zamýšlenému nebo specifikovanému použití. Výskyt vady neznamena vždy nutné ukončení schopnosti plnit požadovanou funkci. [1]

Dalšími úlohami jsou prognóza a geneze. Při prognóze je cílem například stanovení na základě statistických vyhodnocení pravděpodobnost bezporuchového stavu v nadcházejícím období nebo na základě vad určení termínů, ve kterých budou provedeny dílčí a generální opravy, popřípadě výměny komponentů objektu. Při genezi je prováděna analýza možných a pravděpodobných příčin vzniku vady nebo poruchy, a tím předčasného zhoršení technického stavu daného objektu. [1]

Rozdělení diagnostických metod podle diagnostikované veličiny (veličina nesoucí informace o technickém stavu objektu): [2]

- Vibrodiagnostika (diagnostika vibrací),
- Tribodiagnostika,
- Elektrodiagnostika (elektrotechnická diagnostika),
- Termodiagnostika (diagnostika teploty),
- Zvuková (hluková) diagnostika,
- Diagnostika deformace,
- Diagnostika koncentrace,
- Diagnostika množství tepla,
- Diagnostika průtoku,
- Diagnostika tlaku,
- Diagnostika výšky hladiny,
- Defektoskopická diagnostika,
- Modální analýza – zkoumání dynamického chování stroje,
- Multiparametrická diagnostika – použití několika diagnostických metod.

Tato diplomová práce se bude zabývat vibrodiagnostikou, která bude teoreticky i prakticky podrobněji rozebrána v následujících kapitolách.

3 VIBRODIAGNOSTIKA

Vibrodiagnostika je jednou z hlavních metod bezdemontážní nedestruktivní diagnostiky rotačních strojů, což znamená že samotné měření je z principu prováděno za běžného provozu, bez omezení výroby. Tato metoda technické diagnostiky využívá vibrace jako zdroj informací, které lze analyzovat a následně vyhodnotit technický a provozní stav strojů. Hlavním cílem vibrodiagnostiky je sledovat skutečný stav stroje a tím umožnit operativní plánování údržby, minimalizovat zbytečné náklady na preventivní opravy, předcházet havarijním odstávkám, odhalovat vznikající závady a míru opotřebení jednotlivých strojních součástí. [2]

Vibrace jsou úzce spjaty s dynamickým namáháním stroje a technickým stavem strojních součástí jako jsou ložiska, hřídele, převodovky, vačkové mechanismy, kliková ústrojí, nevyváženosti rotujících dílů, koroze aj. Vibrace jsou buzeny nejen rotujícími, ale i přímočaře se pohybujícími tělesy, pohybem kapalin a plynů, nebo mohou být způsobeny rázy. [1]

Kmitavý pohyb je průvodním jevem při provozu téměř každého strojního zařízení. Ve skutečnosti je kmitání v obráběcích strojích velmi složitým jevem. Každý stroj je totiž komplikovaná soustava hmotných a pružných těles. Během technologie obrábění vznikají složité procesy kmitání v soustavě stroj-nástroj-obrobek. Kmitání, které vzniká v soustavě stroj-nástroj-obrobek, je někdy tak malé, že nemá žádný nepříznivý účinek. Existují však i takové případy, kdy je kmitání při řezání kovů velmi intenzivní. Při takovém kmitání stroj vydává zvláštní zvuk anebo dochází ke chvění nástroje. Nepříznivé účinky intenzivního kmitání se při řezání kovů projevují ve více směrech: [3]

- obrobený povrch má charakteristickou vlnitost, což snižuje přesnost geometrického tvaru obrobku a zvyšuje se drsnost povrchu,
- zvyšuje se opotřebení nástroje i stroje,
- zvuk charakteristického tónu zhoršuje pracovní prostředí.

Ve většině případů je kmitání obráběcích strojů během provozu považováno za škodlivé. Ovšem realizují se i technologie, kdy se mechanické kmitání řezného procesu záměrně budí. Obvykle je to za účelem zvýšení řezivosti nástroje, tvarování třísky apod. Kmitání a kmitavé systémy lze rozdělit z různých hledisek: [3]

- Podle tvaru dráhy pohybu, kterou vykonávají tělesa, dělíme na rotační (tělesa vykonávají periodický pohyb otáčivý) nebo translační (tělesa vykonávají periodický pohyb přímočarý).
- Podle počtu stupňů volnosti rozeznáváme systémy s jedním stupněm volnosti, s dvěma stupni atd.
- Podle přítomnosti tlumení v systému dělíme kmitání na netlumené a tlumené.
- Dále lze rozdělit kmitání na periodické a neperiodické, na harmonické a neharmonické.
- Podle existence vnější budící síly se dělí kmitání na vlastní kmitání (bez vnější budící síly), vynucené kmitání (s vnější budící silou), samobuzené kmitání (se zpětnou vazbou mezi působící silou a kmitáním systému).

3.1 Základní pojmy mechanického kmitání

Mechanické kmitání neboli vibrace (dle ČSN ISO 2041 „Vibrace a rázy-Slovník“) jsou jevem dynamickým, při němž hmotné body nebo tuhá tělesa vykonávají vratný pohyb kolem klidové rovnovážné polohy. K dosažení rovnovážné polohy tělesa je zapotřebí nulová hodnota působících sil. Kmitání tělesa vždy způsobuje budící síla, která může působit interně (tj. ze vnitřku tělesa) nebo externě. Tuhým tělesem v technické diagnostice označujeme celek, který je možné nahradit jedním hmotným bodem a pohyb všech částí tělesa je v daném časovém okamžiku stejný. [1]

Budící síla, její směr a frekvence (též nazýváme kmitočet) udává hodnoty veličin mechanických vibrací. Vibrace lze popsat pomocí amplitudy a fáze v daném časovém okamžiku. Vibrace tělesa jsou dány kombinací šesti pohybů, tedy posunem v ortogonální soustavě souřadnic x , y , z a rotací kolem os x , y , z . Mechanický systém má tedy 6 stupňů volnosti. Avšak většina mechanických systémů nemá nekonečně velkou a kmitočtově nezávislou hodnotu tuhosti a těleso nekmitá jako jeden pevný bod a dochází tedy ke vzniku vln. [1]

Vlna označuje šíření kmitů v prostoru a lze ji popsat jako změnu vlastností nebo fyzikálního stavu prostředí šířící se tímto prostředím, kde dochází k přenášení energie, aniž by současně docházelo k přemísťování prostředí. Jednotlivé body prostředí u těles kmitají s jinou výchylkou a fázovou rychlostí a jev se šíří postupnými vlnami v pružném prostředí. [1]

Rázy jsou dynamické impulsy (střet dvou navzájem se pohybujících těles), při kterých vzniká přechodový kmitavý jev, jenž generuje postupnou rázovou vlnu. V technické diagnostice je používán uměle generovaný ráz pomocí diagnostického kladívka při tzv. Bump Testu. [4]

Výchylka je změna polohy nebo vzdálenosti objektu vzhledem k referenční poloze. [4]

Fáze, nebo také lze říci fázový posun, je dána posunem dvou periodických veličin, přičemž posun o 360° (tedy o 2π) je považován za nulový posun. U rotačních objektů je fázový posun měřen vůči referenční značce (vztažnému bodu), např. na hřídeli. [1]

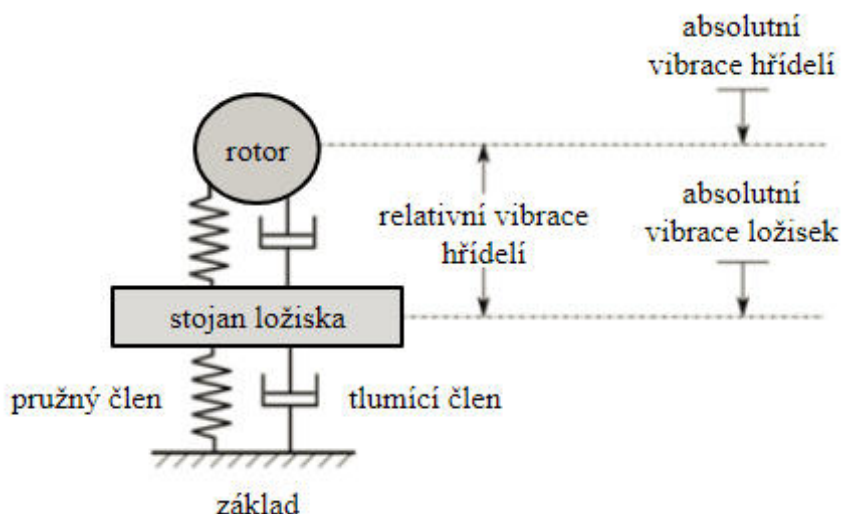
Periodou T [s] nazýváme dobu trvání jednoho kmitu a její převrácená hodnota se nazývá frekvence f [Hz]. Frekvence tedy nese informaci o tom, kolikrát se periodický děj opakuje během jedné sekundy. [5]

Vztah mezi periodou a frekvencí uvádí rovnice (1) a úhlovou frekvenci ω [$\text{rad}\cdot\text{s}^{-1}$] poté vyjadřuje rovnice (2): [5]

$$f = \frac{1}{T} \quad (1)$$

$$\omega = 2\pi f = \frac{2\pi}{T} \quad (2)$$

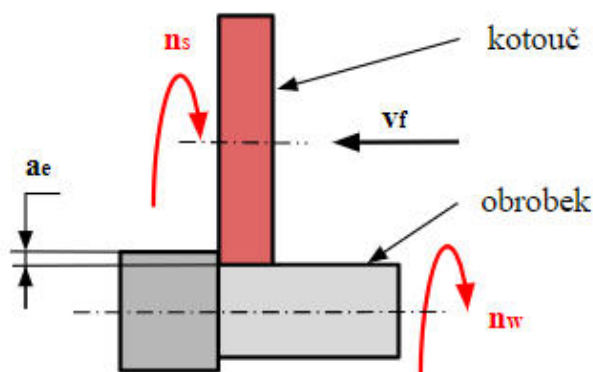
Absolutní vibrace popisují pohyb sledované části stroje nebo zařízení zpravidla vzhledem k Zemi, kdežto při měření relativních vibrací se jedná o pohyb vzhledem k uměle vytvořené základně. Touto základnou je obvykle rám stroje, který může být sám podroben vibracím vzhledem k zemskému souřadnému systému viz obr. 1. Zde je důležitá dostupnost inkriminované části stroje. Například vibrace hřídele uložené v kluzných ložiskách utlumuje mazivo, tudíž na tělese ložiska, na rozdíl od uložení ve valivých ložiskách, sledované vibrace nelze měřit. K analýze vibrací takového stroje je pak nezbytné zvolit relativní snímač vibrací hřídele vůči rámu a pokud je třeba, tak ještě měřit nezávisle absolutní vibrace rámu. [6]



Obr. 1) Absolutní a relativní vibrace [6]

3.2 Vibrace při procesu broušení

Proces podélného broušení vnějších rotačních ploch lze vidět na obr. 2. Obrobek je uchycen mezi hroty a koná otáčivý pohyb n_w . Současně se otáčí také brusný kotouč n_s , který též koná posuvový pohyb rovnoběžný s osou obrobku v_f . Úběr materiálu zajišťuje radiální posuv, tzv. přísuv kotouče, o hodnotu pracovního záběru, jenž nazýváme hloubkou řezu a_e . [7]



Obr. 2) Schéma procesu podélného broušení vnějších rotačních ploch [8]

Prioritou při překonávání problémů s vibracemi je rozpoznat zdroje a povahu těchto vibrací. Vibrace při broušení vedou ke zvlnění povrchu a ke snížení geometrické přesnosti obrobku. Vibrace mají také vliv na životnost stroje a opotřebení brusného kotouče. [9]

Při broušení se mohou vyskytnout tyto typy vibrací: [9]

- impulsní vibrace,
- vynucené periodické vibrace,
- samobuzené regenerativní vibrace.

3.2.1 Impulsní vibrace

Impulsní vibrace v soustavě stroj-nástroj-obrobek, případně v některých uzlech této soustavy jsou vyvolané rázem. Ve většině případů je vliv vlastních kmitů na proces obrábění zanedbatelný, protože kmitání se rychle utlumí. [3]

Zdrojem těchto vibrací mohou být vůle v pojezdech, poškozené vodící šrouby nebo ozubená kola. Například pohon posuvového systému by neměl být provozován rychle až do zastavení. Zastavení a následná změna směru posuvu by měla být provedena hladce, tedy před dojezdem do krajní pozice posuvu je zapotřebí snížit posuvovou rychlost, aby se zabránilo otřesům. [9]

Tyto vibrace mohou také vzniknout z vnějších zdrojů, např. z projíždějících těžkých strojů, nákladních vozidel nebo z předmětů, které spadnou na podlahu nedaleko od stroje. Uchycení stroje by mělo být navrženo tak, aby minimalizovalo přenos vibrací z podlahy na stroj. [9]

3.2.2 Vynucené vibrace

Příčinou vzniku vynucených vibrací jsou síly periodicky měnící se s časem, jenž působí na kmitající systém stroj-nástroj-obrobek. Vynucené vibrace se objevují na stroji, i když zrovna neobrábí. [3]

Během broušení vznikají vynucené vibrace, které se skládají ze dvou druhů kmitů, a to z kmitů, u kterých se frekvence rovná počtu otáček obrobku, a z kmitů, u kterých se frekvence rovná počtu otáček brusného kotouče. První druh kmitů vzniká v důsledku házení obrobku, druhý v důsledku házení brusného kotouče. Obvykle lze zdroj problému identifikovat pomocí frekvence vibrací. [3]

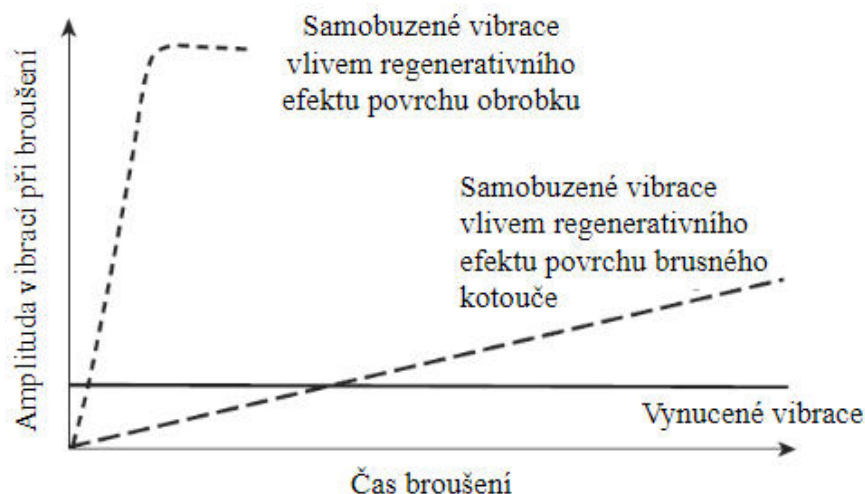
Vždy je důležité, aby všechny rotující části byly pečlivě vyváženy před zahájením broušení. Nevývaha brusného kotouče vede k házení vřetene. Proto je nutné vyvažovat kotouč před i po orovnění. Finální orovnění by mělo být vždy provedeno po vyvážení, aby se dosáhlo minimálního házení. [9]

3.2.3 Samobuzené vibrace

Samobuzené vibrace nepotřebují na rozdíl od těch vynucených ke svému vzniku a udržení žádnou vnější periodicky působící sílu. Vznikají a udržují se působením síly, jenž vzniká v průběhu kmitání. Frekvence samobuzených vibrací není určena funkcí vnějšího zdroje, ale vlastnostmi kmitajícího systému a je velmi blízká vlastní frekvenci některého řídicího členu systému. [3]

Samobuzené regenerativní vibrace vznikají mezi nástrojem a obrobkem, vlivem technologických podmínek, tuhostí systému atd. Tyto vibrace se projevují hlukem (drnčením) a také stopami chvění na výsledném povrchu obrobku. Broušení je obzvláště citlivé na vibrace kvůli očekávanému vysokému standardu přesnosti povrchu. [9]

Jak lze vidět na obr. 3, samobuzené vibrace se zvyšují s časem broušení. Tento typ vibrací při broušení je tedy nejzávažnější příčinou snížení kvality textury i geometrické přesnosti obrobku. Regenerativní samobuzené vibrace lze rozdělit na dva typy viz obr. 4. [9]



Obr. 3) Růst samobuzených vibrací v závislosti na čase broušení [9]

Regenerativní vibrace obrobku

Vibrace v průběhu broušení začínají od malé amplitudy a narůstají na každém povrchu obrobku. Vlny generované na povrchu obrobku mají za následek změnu hloubky řezu po jedné otáčce obrobku. To způsobuje vytvoření nové vlny. Fázový posun mezi starými a novými povrchovými vlnami vytváří různou hloubku řezu. Vibrace se obvykle vyvíjejí velmi rychle, ale amplituda vibrací je nakonec omezena nelinearitou, jako je ztráta kontaktu mezi obrobkem a brusným kotoučem nebo vlivem tvaru brusného kotouče. [9]

Regenerativní vibrace obrobku se zvyšují rychleji při vysokých otáčkách, zejména při broušení rotačních ploch. Brousící (řeznou) sílu, tedy i regenerativní vibrace obrobku lze snížit použitím měkkého brusného kotouče. [9]

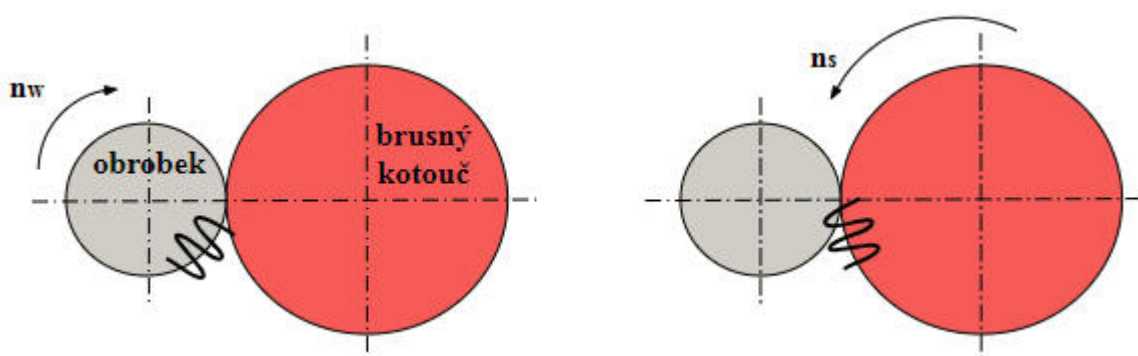
Regenerativní vibrace brusného kotouče

Tyto vibrace jsou podobné samobuzeným vibracím obrobku, pouze se v tomto případě tvoří především na brusném kotouči. Samobuzené vibrace kotouče mohou postupně narůstat, až je nakonec povrch kotouče tak zvlněn, že musí dojít k jeho orovnění. Tvrdý brusný kotouč pomáhá vyrovnávat tyto vibrace, jelikož tvrdší kotouč je odolnější vůči opotřebení (vůči zvlnění). Dalšími důležitými faktory, které je třeba vzít v úvahu z hlediska vibrací, jsou elastická deformace brusného kotouče a geometrická interference mezi brusným kotoučem a obrobkem. [9]

Chování vibrací při válcovém, vnitřním a rovinném způsobu broušení se výrazně liší. V případě vnitřního broušení má frekvence kmitání ve většině případů souvislost s přirozenou frekvencí systému vřetene brusného kotouče, protože dynamická tuhost vnitřních brousících vřeten je často nižší než dynamická tuhost obrobku. [9]

To však neplatí v případě broušení vnějších rotačních ploch. V tomto druhém případě je dynamická tuhost systému obrobku obvykle nižší než dynamická tuhost systému vřetene brusného kotouče (platí obvykle tam, kde při podélném broušení koná posuvový pohyb samotný obrobek, což je především při broušení malých rotačních součástí). [9]

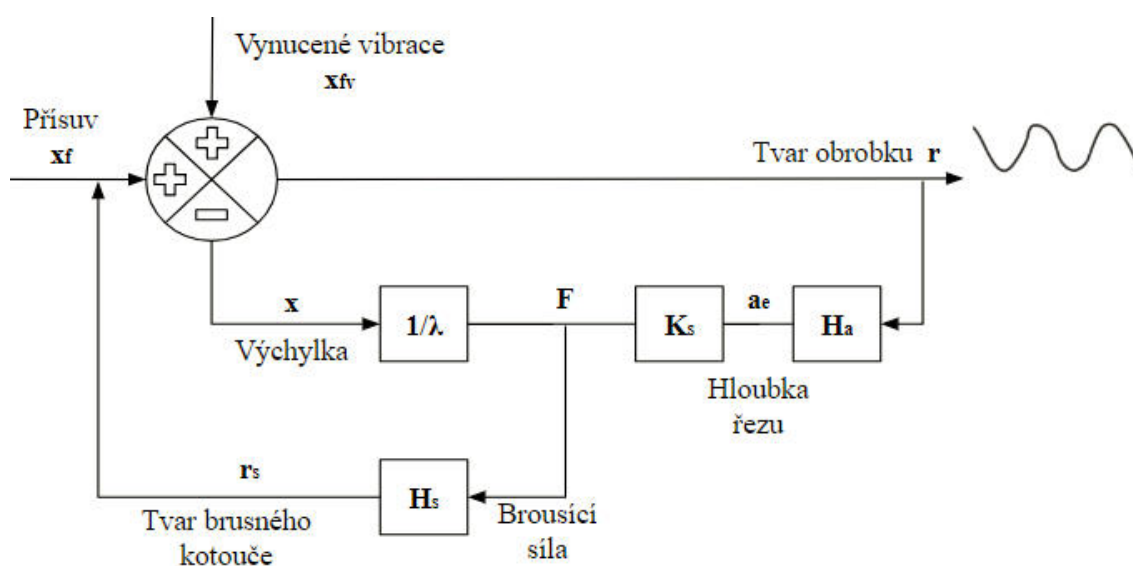
Při broušení vnějších rotačních ploch velkých součástí lze očekávat větší dynamickou tuhost systému obrobku než dynamickou tuhost systému vřetene brusného kotouče. V tomto případě koná nástroj posuvový pohyb podél osy obrobku.



Obr. 4) Regenerativní vibrace a vlny generované na povrchu obrobku (vlevo), brusného kotouče (vpravo) [9]

3.3 Dynamické vztahy v procesu broušení

Na obr. 5 lze vidět vztahy mezi vibracemi, hloubkou řezu, brousící silou, tuhostí systému stroje a tvarem obrobku. Vztahy jsou vysvětleny níže pomocí rovnic. [9]

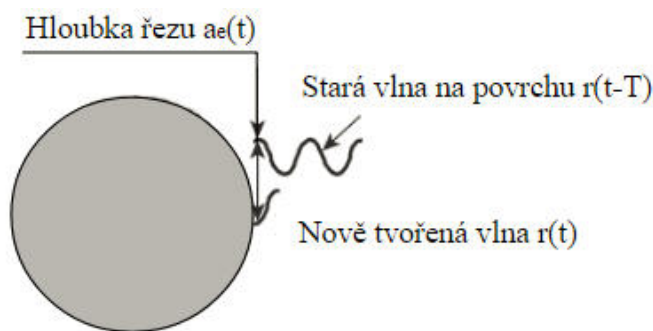


Obr. 5) Vztahy mezi vibracemi a tvarem obrobku [9]

Základní rovnice uvádí, že vlnitost povrchu obrobku r (3) je součtem vynucených vibrací x_{fv} , rázů v posuvech x_f , opotřebení brusného kotouče r_s a odchylek stroje x . Vibrace se mění s časem, kdy výchylka reprezentuje změnu hloubky řezu. [9]

$$r(t) = x_{fv}(t) + x_f(t) + r_s(t) - x(t) \quad (3)$$

Hloubka řezu je rozdíl mezi starou a nově vznikající vlnou na obrobku, jak je znázorněno na obr. 6. Vlna odstraněná z povrchu obrobku je vlnou, která byla vytvořena na povrchu o jednu otáčku obrobku dříve v čase $t - T$, kde T je čas jedné otáčky obrobku. [9]



Obr. 6) Změna hloubky řezu [9]

Pokud by byl stroj dokonale tuhý, nedošlo by k žádné odchylce a nová vlna by na povrchu nebyla. Nicméně, s pokračujícími stabilními sinusovými vibracemi vzniká nová vlna, která má stejnou amplitudu jako stará vlna na povrchu obrobku, ale obvykle není ve fázi se starou vlnou. Pokud jsou obě vlny přesně ve fázi, nedochází ke změně hloubky řezu a také ke vzniku vibrační síly. [9]

Maximální hloubka řezu nastane tehdy, pokud je stará a nově vznikající vlna v protifázi, jak lze vidět na obr. 6. Časově proměnná hloubka řezu a_e (4) je tedy:

$$a_e(t) = r(t) - r(t - T) \quad (4)$$

Hloubka řezu v závislosti na tuhosti K_s vede k nárůstu brousící síly F (5). Pro zjednodušení se předpokládá, že tuhost je konstantní. [9]

$$F(t) = K_s \cdot a_e(t) \quad (5)$$

Výchylka x (6), jež je výsledkem brousící síly, závisí také na tuhosti stroje, zahrnující brusný kotouč a obrobek. Pro jednoduchost jsou všechny soustředěny dohromady v jednom parametru tuhosti závislém na frekvenci $\lambda(j\omega)$, kde λ je tuhost a ω značí, že se tuhost mění s frekvencí. Komplexní operátor j značí, že výchylka zaostává za fázovým úhlem. [9]

$$x(t) = \frac{1}{\lambda(j\omega)} \cdot F(t) \quad (6)$$

Výchytky jsou také ovlivněny opotřebením brusného kotouče r_s (7). Při každé otáčce brusného kotouče se zvyšuje opotřebení (vlnitost kotouče) dané koeficientem opotřebení kotouče C_{sw} a brousící silou. Dobu pro jednu otáčku brusného kotouče značí T_s . [9]

$$r_s(t) = C_{sw} \cdot F(t) + r_s(t - T_s) \quad (7)$$

3.3.1 Přenosové funkce

Přenosové funkce jsou poměrem výstupní a vstupní veličiny. Pro zjednodušení jsou vyjádřeny vztahy rovnic pro vlastní vibrace: [9]

- Funkce hloubky řezu (8):

$$H_a(s) = \frac{a_e(s)}{r(s)} = 1 - e^{-sT} \quad (8)$$

- Funkce brousící síly (9):

$$K_s = \frac{x(s)}{a_e(s)} \quad (9)$$

- Funkce poddajnosti (10):

$$\frac{1}{\lambda(s)} = \frac{x(s)}{r(s)} \quad (10)$$

- Funkce opotřebení kotouče (11):

$$H_s(s) = \frac{r_s(s)}{F(s)} = \frac{C_{sw}}{(1 - e^{-sT_s})} \quad (11)$$

3.4 Měření vibrací

Pro měření vibrací stroje nebo zařízení a jejich částí se používá speciální technické vybavení. Od jednoduchých měřidel celkových hodnot vibrací až po vícekanálové analyzátory s velkým množstvím speciálních funkcí, jenž usnadňují nejen samotné měření, ale hlavně výpočty a analýzu naměřených dat. [4]

3.4.1 Analyzátory vibrací

Při procesu měření je nejdříve zaznamenán vstupní analogový signál pomocí snímače vibrací, který poté prochází vstupním zesilovačem, antialiasingovým filtrem a poté je A/D převodníkem převeden na signál digitální. Následně je signál uložen do vyrovnávací paměti, odkud ho lze zobrazit jako časový záznam anebo ho lze dále zpracovat za pomoci Fourierovy transformace na frekvenční průběh. [10]

3.4.2 Snímače (senzory) vibrací

Pro měření mechanické výchylky vibrací a její převod na elektrickou veličinu, kterou lze dále zpracovávat, editovat a vyhodnocovat, slouží snímače vibrací. Abychom byli schopni dosáhnout co nejrepresentativnějších výsledků, existuje množství různých druhů senzorů vibrací, které se liší podle účelu použití, tj. rozsahem frekvence, výchylky, způsobem použití, přesností, cenou aj. Jako základní rozdělení snímačů lze uvést dva základní druhy: [11]

- Seismická zařízení, která se připevňují na konstrukci stroje a jejichž výstup je mírou absolutních vibrací konstrukce objektu.
- Snímače relativní výchylky, které měří relativní výchylku vibrací mezi rotujícími a nerotujícími díly objektu.

Dále můžeme provést rozdělení podle typu měřené veličiny.

Snímače výchylky

V současnosti je nejčastěji používaným typem bezkontaktní snímač, který pracuje na principu vířivých proudů. Jeho principem činnosti je využití změny Foucaultových proudů při změně odporu prostředí v důsledku změny vzdálenosti. Z jiných typů lze ještě zmínit laserové, ultrazvukové, kapacitní a indukční snímače. Snímače výchylky vibrací tvoří relativně složitý systém, a proto se v současnosti používají jen pro měření hřídelových vibrací, tedy měří relativní vibrace hřídele vůči statorové části, obvykle vůči ložisku. [10]

Tyto snímače jsou často umísťovány u velkých turbínových strojů, kde je mimo jiné možné provádět i vyhodnocení kinematické dráhy (orbity) rotujícího hřídele. [11]

Snímače rychlosti

Tyto snímače pracují na principu využití elektromagnetické indukce, tedy když se cívka pohybuje v magnetickém poli, vytváří se na vývodech cívky napětí. Toto indukované napětí je vytvořeno přenosem energie z magnetického pole do cívky. Velikost indukovaného napětí je přímo úměrná relativní rychlosti mezi magnetickým polem a cívkou. Senzor rychlosti je zkonstruován tak, aby tato relativní rychlost odpovídala rychlosti vibrací měřeného stroje nebo zařízení. [10]

Použitelný frekvenční rozsah snímače rychlosti je 10 až 1 000 Hz. Výhodou těchto snímačů je, že jsou poměrně citlivé a levné. Naopak nevýhodou je, že kvůli své křehké konstrukci jsou náchylné na otřesy a nejsou vhodné pro ruční měření, používají se pouze trvale namontované pomocí šroubu na skříní stroje. [10]

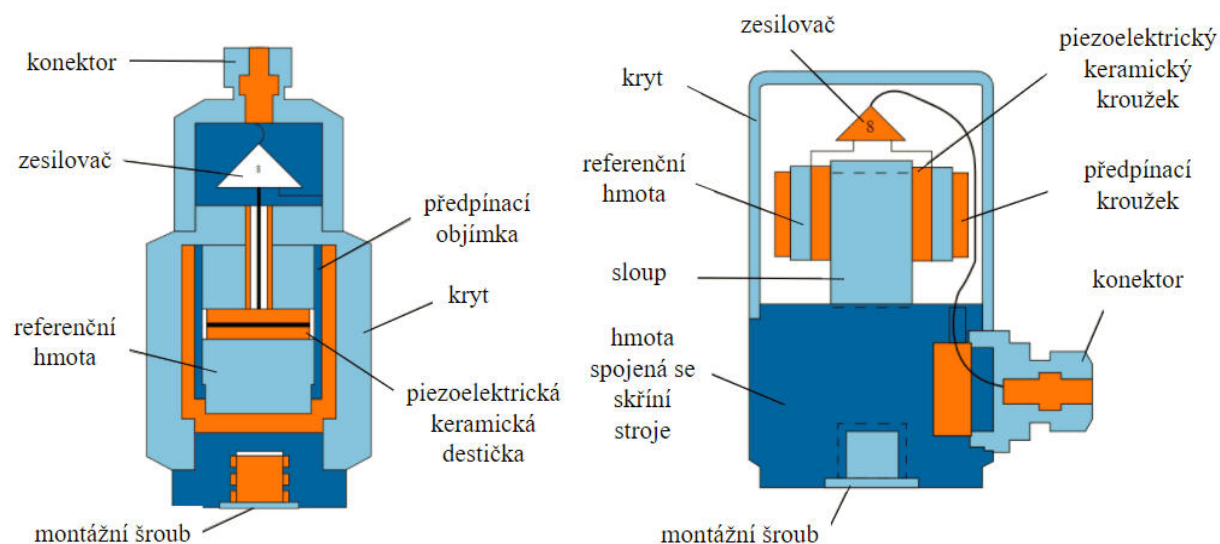
Snímače zrychlení

Snímač zrychlení (akcelerometr) je v současné době používán jako základní snímač absolutních vibrací, především pro měření na nepohyblivých částech zařízení (rotačních strojů), protože má v porovnání s předchozími typy snímačů nejméně nevýhod (např. tu, že neměří od 0 Hz). Pokud je zapotřebí zjistit rychlost nebo výchylku, lze tuto informaci získat integrací signálu ze senzoru zrychlení. [10]

Principem funkce piezoelektrického akcelerometru je vznik elektrického náboje při deformaci destičky z piezoelektrického keramického materiálu, jehož velikost je přímo úměrná této deformaci. Keramická destička je situovaná mezi dvěma hmotami, z nichž jedna je setrvačná (seismická) referenční hmota a druhá je spojená napevno s pouzdem snímače, a tedy i se skříní měřeného objektu. Setrvačná hmota je pružně uložena, takže poměr tuhosti a hmotnosti této sestavy je značný a rezonanční frekvence snímače je vysoká. [10]

Vzhledem k tomu, že akcelerometry neobsahují žádné pohyblivé části, jsou spolehlivé, trvanlivé a nevyžadují častou kontrolní kalibraci jako snímače rychlosti. Jejich samotná instalace na skříň stroje je snadná. Lze je používat v širokém frekvenčním rozsahu od 0,1 Hz do 30 kHz, mají velký dynamický rozsah a jsou dostupné i v provedení pro vysoké provozní teploty. [10]

Podle umístění piezoelektrického krystalu a hmoty ve snímači rozeznáváme dva druhy akcelerometrů (obr. 7).



Obr. 7) Piezoelektrický akcelerometr tlakový (vlevo), smykový (vpravo) [12]

Snímače otáček

Při analýze signálu u rotačních soustav jsou otáčky hřídelí jednou ze základních veličin. Pro číslicové zpracování signálu je také podstatný vztažný bod na rotujícím objektu, tzv. keyphasor. Existuje celá řada senzorů otáček, ale v současnosti v diagnostice převládají bezdotykové senzory optoelektronické. Tyto senzory pracují na principu odrazu záření na odrazné ploše a jsou vybaveny infračervenými nebo laserovými diodami. Odrazná plocha současně zastupuje na hřídeli bod pro průměrování signálu v časové oblasti a referenční bod pro vyhodnocení fázového spektra. [1]

3.4.3 Montáž snímačů

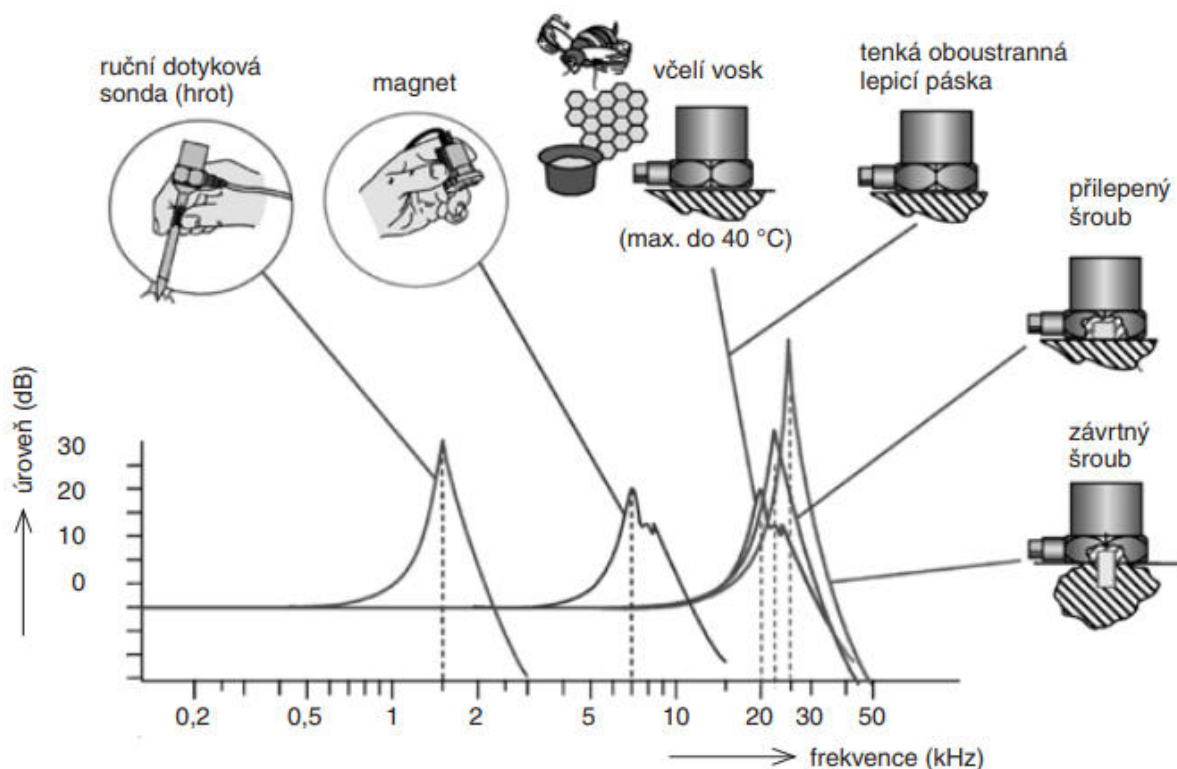
Významnou oblastí, která může být zdrojem nejistot, je uchycení snímačů na sledovaný objekt. Způsob uchycení má zejména vliv na frekvenční rozsah, v němž lze vibrace měřit. Každý snímač měří pouze to, co se s ním děje a jeho uchycením musíme zajistit, aby to bylo totéž, co se děje se sledovaným strojem. Nevhodným nebo nesprávným připevněním můžeme znehodnotit naměřená data, popřípadě výrazně omezit použitelný frekvenční rozsah senzoru.

Způsob uchycení volíme tak, aby snímač bezpečně pracoval ve frekvenčním rozsahu, který nás zajímá. Příklady upevnění snímače a jeho vliv na frekvenční charakteristiku lze vidět na obr. 8. [4][4]

Povrch měřeného objektu musí být v místě montáže snímače čistý, hladký a rovný (plochý). Povrch nesmí obsahovat žádné kovové otřepy nebo jiné částice bránící plnému kontaktu povrchu stroje a senzoru. To samé platí i pro snímač, kontaktní plocha musí být hladká, čistá, rovná a nesmí být deformovaná. [13]

Existuje hned několik způsobů uchycení akcelerometrů, které jsou podrobně popsány v ČSN ISO 5348. Například uchycení: [10]

- **Doteková jehla** – jedná se o ruční sondu použitelnou pouze pro orientační měření do cca 500 Hz.
- **Magnetem** – velmi často používaný a rychlý způsob montáže, ovšem jen pro běžná provozní měření do frekvenčního rozsahu cca 2 kHz. Podmínka kvalitní dosedací plochy.
- **Včelím voskem** – rychlý způsob připevnění senzoru, který se používá především při laboratorních měřeních a pro menší snímače. V technické diagnostice se příliš neuplatňuje z důvodu teplotní citlivosti vosku (použitelný jen do 40 °C).
- **Oboustrannou lepící páskou** – opět rychlý způsob uchycení, ovšem méně spolehlivý a není příliš běžný.



Obr. 8) Vliv způsobu montáže snímače na jeho amplitudovou frekvenční charakteristiku [6]

- **Lepidlem** – jestliže je plocha pro nalepení snímače vhodně upravená a je použito vhodné lepidlo, je rovněž zachován použitelný frekvenční rozsah senzoru. Obvykle se v praxi nelepí na stroj samotný snímač, protože jeho demontáž by mohla vést k poškození snímače. Místo snímače se na stroj lepí podložky se závitem pro šroub.
- **Šroubem** – uchycení snižující frekvenční rozsah snímače jen zanedbatelně a je ze všech možností uvedených výše nejspolehlivější. Nároky na kvalitu opracování a kolmost závitového otvoru jsou velmi přísné, proto se často používají lepené podložky (válečky s vyřezaným závitem pro montážní šroub)

3.5 Druhy měření

Měření ve vibrační diagnostice lze rozdělit na: [4], [10]

- **Jednorázová měření** – měřením získáme informaci pro možné odstranění (snížení) vibrací. Prognóza budoucího vývoje stavu stroje nebo zařízení je obtížná, respektive nemožná.
- **Off-line měření** – pravidelné měření vibrací formou pochůzky s cílem získat informace o vývoji technického stavu objektu. Tento druh měření je využíván pro objekty s nižší prioritou (případná porucha nemá velké bezpečnostní či finanční následky).
- **On-line měření** – jedná se o nepřetržité měření vibrací, tedy snímače pro měření vibrací jsou trvale umístěny na sledovaný objekt. On-line měření se obvykle aplikuje u objektů s vyšší prioritou (porucha může způsobit havárii nebo velké finanční ztráty). Tento druh měření se používá např. pro sledování turbín v elektrárnách.

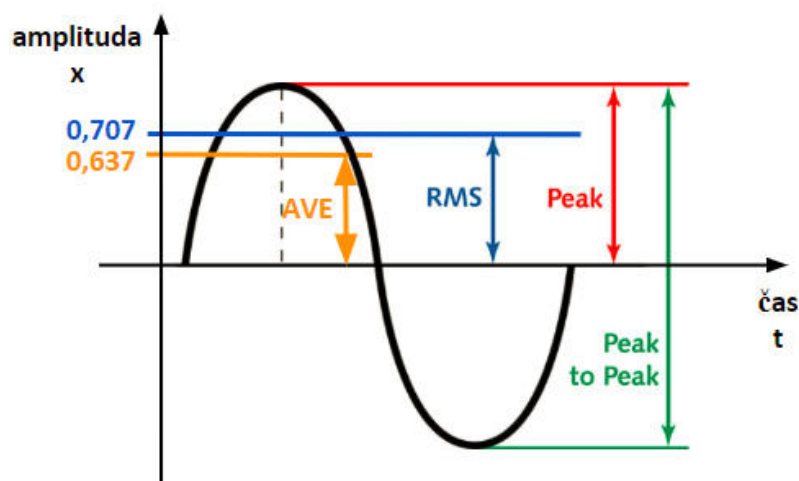
3.6 Analýza signálu v časové oblasti

Analýza vibrodiagnostického signálu v časové oblasti je založena na vyhodnocení parametrů časových průběhů signálů určujících veličin. Občas je časová analýza také označována jako tzv. časová historie. V této oblasti lze snadno vyhodnotit okamžité, střední a efektivní hodnoty výchylky, rychlosti a zrychlení. Pokud převládají náhodné složky signálu, tedy náhodné vibrace, zjišťuje se dále např. směrodatná odchylka, koeficient špičatosti a šikmosti nebo činitel výkmitu. Pokročilé metody časové analýzy využívají číslicovou filtraci, integrální nebo vlnkovou transformaci, čímž umožňují lokalizovat závadu nebo animovat módy kmitů. [1]

Analýza v časové oblasti je vhodná tehdy, existuje-li jediný alespoň dominantní zdroj vibrací, jelikož jinak dochází ke ztrátě diagnostické informace v šumu signálu. Tento šum je způsoben přenosem vibrací z různých míst strojního komplexu a možnost lokalizovat příčinu vibrací stroje nebo zařízení je poté velmi omezená. Dále se používá analýza signálu v časové oblasti tam, kde nelze použít FFT (popsáno v kapitole 3.7), což je např. u strojů s nízkými otáčkami. [1]

Veličiny popisující časový signál: [4]

- **Peak Level (x_{Peak})** – Vrcholová (špičková) hodnota, jež udává maximální amplitudu určující veličiny (obr. 9) a obvykle se používá pro popis mechanických rázů, resp. dalších relativně krátkodobých jevů. Tato hodnota ovšem indikuje pouze přítomnost špičky, ale informace o časovém průběhu ani o kmitočtech hodnocených vibrací nenese. (x může znamenat libovolnou veličinu, nikoli jen výchylku)
- **Peak to Peak ($x_{\text{P-P}}$)** – Maximální rozkmit, využívá se pro posouzení maximálně přípustného mechanického namáhání a vůlí dané konstrukce.
- **Average Level (x_{AVE})** – Střední hodnota, která slouží k popisu časového průběhu sledovaných vibrací. Tato hodnota má omezený význam, jelikož nepopisuje žádné důležité fyzikální procesy.
- **Efektivní hodnota (x_{RMS})** – Často užívaná hodnota, jelikož nese informace o časovém průběhu harmonických vibrací a je v přímém vztahu k energetickému obsahu měřených vibrací. Zde může x znamenat libovolnou veličinu, nikoli jen výchylku.
- **Crest Factor (CF)** – Činitel výkmitu stanovuje poměr mezi vrcholovou a efektivní hodnotou. Pro harmonické kmitání (sinusový průběh) je Crest Factor roven odmocnině ze dvou. Pro náhodné signály činitel výkmitu roste v souvislosti s opotřebením, lomy, trhlinami aj.



Obr. 9) Graf veličin popisujících časový signál [14]

3.6.1 Hodnocení dle norem

Hlavním úkolem diagnostiky je zhodnotit stav, ve kterém se diagnostikovaný objekt zrovna nachází. Tímto hodnocením se v současnosti zabývají také normy ČSN ISO 20816-1 *Vibrace – Měření a hodnocení vibrací strojů – Část 1: Obecné pokyny*. Jednotlivé části normy ČSN ISO 10816 uvádí specifické typy strojů, u kterých lze aplikovat odlišnou kategorizaci a počet pásem, než udává právě tato norma. Tyto normy slouží jako takové vodítko a nejsou závazné, ale pokud se ovšem stanou součástí smlouvy mezi výrobcem stroje a zákazníkem, musí být dodrženy.

Tato norma uvádí dvě kritéria hodnocení mohutnosti vibrací u různých tříd strojů. První kritérium se zabývá velikostí zjištěných širokopásmových vibrací a druhé kritérium posuzuje změny velikosti nehledě na to, zda se naměřené vibrace zmenšily nebo zvětšily. Tyto kritéria budou podrobněji popsána v následujících podkapitolách.

Kritérium I – Velikost vibrací

Mohutností vibrací se nazývá nejvyšší hodnota z měření na různých místech stroje. Norma definuje mezní hodnoty mohutnosti vibrací, dle kterých lze zařadit stroj do jednoho ze 4 pásem: [15]

- Pásmo A – obvykle sem spadají vibrace nově přejímaných strojů.
- Pásmo B – stroje s vibracemi v tomto pásmu smí být zpravidla provozovány po neomezeně dlouhou dobu.
- Pásmo C – stroje v tomto pásmu se obvykle považují za nevyhovující pro dlouhodobý a trvalý provoz, tzn. že mohou být provozovány po omezenou dobu, dokud se nevyskytne příležitost pro opravu stroje.
- Pásmo D – hodnoty vibrací stroje v tomto pásmu se obecně považují za dostatečně nebezpečné, aby zapříčinily poškození stroje.

Pomocí tohoto zařazení lze následně rozhodnout o dalším provozu stroje nebo navržení nezbytných opatření, jako je např. odstávka a oprava stroje. Numerické hodnoty, jež jsou přiřazeny k jednotlivým hraničním pásmům, nejsou pevně dány a mohou se odlišovat podle doporučení výrobce stroje nebo na základě zkušeností. [10]

Tato část normy ČSN ISO 20816 hodnotí stroje na základě měření od 10 Hz až do 1 000 Hz. Dle zkušeností se v tomto pásmu nachází převážná část informací o strojích. Ovšem je nutné podotknout, že použití tohoto pásma u strojů s nízkými otáčkami (pod 600 ot·min⁻¹) by bylo chybné. V těchto případech je zapotřebí změnit dolní mez měřeného pásma. [10]

Kritérium II – Změna velikosti vibrací

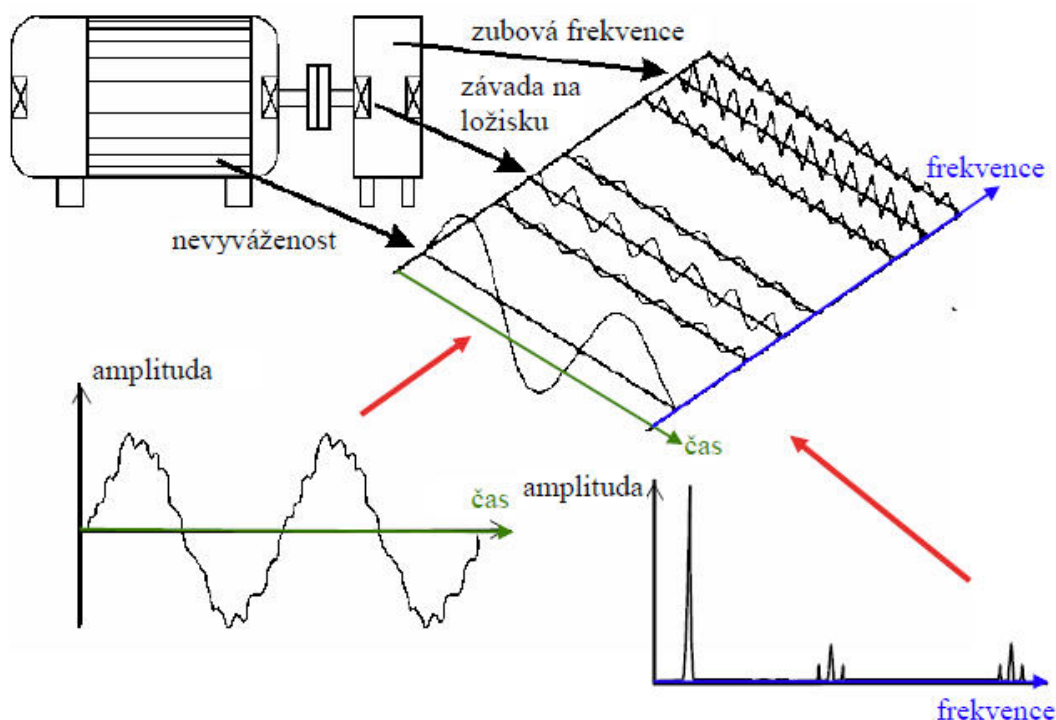
Toto druhé kritérium poskytuje hodnocení změny velikosti vibrací oproti dříve určené referenční hodnotě, která se stanovuje za ustálených provozních podmínek při dobrém provozním stavu stroje. Pokud se objeví významné zvětšení nebo zmenšení velikosti vibrací, je zapotřebí reagovat. Tyto změny mohou být postupné anebo okamžité a mohou signalizovat, že se objevilo poškození, nebo mohou být upozorněním před hroící poruchou. Při hodnocení tímto kritériem musí být naměřené vibrace sejmuty snímačem ve stejném směru, místě a za přibližně stejných provozních podmínek stroje. [15]

Sledováním vývoje hodnot měřené veličiny v čase získáme trend. Tyto trendy jsou jedním z nejdůležitějších nástrojů při monitorování stavu stroje. Možné trendy vyskytující se v praxi jsou: [10]

- setrvalý, bezporuchový stav stroje,
- náhlé zvýšení, ale i snížení vibrací,
- trend signalizující postupné poškození, např. opotřebení,
- nesmyslný trend, způsobený např. nesprávným uchycením snímače.

3.7 Frekvenční analýza vibrodiagnostického signálu

Každá časová vlna se skládá z příspěvků od jednotlivých vibrujících částí stroje (obr. 10), obvykle s různými frekvencemi, a právě pomocí frekvenční analýzy jsme schopni tyto jednotlivé příspěvky rozeznat. Frekvenční analýzu lze provést pomocí Fourierovy transformace (tedy pomocí rozkladu do Fourierovy řady), která převádí signál z časové oblasti do té frekvenční. Současné analyzátory používají algoritmus tzv. rychlé Fourierovy transformace (Fast Fourier Transformation – FFT). Tato metoda vyhledá v průběhu měření vibračního signálu periodické děje, ty zobrazí ve frekvenčním spektru a přiřadí jim příslušné frekvence. [10]



Obr. 10) Princip frekvenční analýzy [10]

3.8 Důvody použití vibrační diagnostiky v průmyslu

Moderní pracoviště průmyslu, která se skládají z různých druhů strojů a zařízení doplňujících prostředky manipulací s obrobky, nástroji a odpadem, představují z hlediska údržby novou situaci. Udržení těchto pracovišť v provozuschopném stavu s minimem prostojů, tedy s vysokou spolehlivostí, není běžnými způsoby údržby dobře možné. Opravdové přínosy vibrodiagnostiky závisí na volbě měření, které nejlépe definují stav stroje, a proto mají pečlivé úvahy o této problematice velkou návratnost. [16]

Všechny průmyslové závody při přejímání nových strojů hodnotí jejich kvalitu dle předepsaných zkoušek. Tyto zkoušky ovšem na rozdíl od vibrací umožňují pouze zjištění, zda nově vyrobené stroje splňují požadavky kladené na kvalitu výroby, ale nepřináší žádné informace o kvalitě montáže stroje. Rozptyl rozměrů součástí stroje v předepsaném tolerančním poli může mít za následek to, že u jednotlivých strojů stejného typu mohou být různé rezonanční oblasti. Nejhorší případ nastává, souhlasí-li budící frekvence s jednou z vlastních frekvencí systému, jelikož jsou splněny podmínky rezonance a amplitudy tedy mohou nebezpečně narůstat.

Pomocí vibrodiagnostiky lze dále: [16]

- Doporučit uživateli stroje pracovní režimy, ve kterých nedochází k nadměrné úrovni vibrací a současně lze dosáhnout požadované jakosti výroby.
- Zajistit, že opravy a údržba strojů se provádějí jen tehdy, pokud si to technický stav stroje vyžaduje.
- Zajistit spolehlivost strojů a kvalitu výroby. Pro spolehlivé dosažení vysoké kvality výroby nelze připustit rozsáhlejší poškození (např. ozubených kol nebo valivých ložisek).
- Odstranit výskyty neplánovaných odstávek strojů a zařízení.
- Objektivizovat požadavky na provádění údržby a včasné nárokování náhradních dílů, čímž dojde k jejich snížení.
- Získat referenční spektra vibrací pro periodické sledování a objektivní plánování údržby stroje a porovnávat změřenou celkovou úroveň vibrací s typově srovnatelným strojem.
- Stanovit poškození skupiny součástí a určit možnou dobu provozu.
- Zjednodušit vztah mezi výrobcem a uživatelem během záruční doby a tím eliminovat počet reklamací strojů a zařízení.

Dle uvedených znalostí lze poté naplánovat odstávku sledovaného objektu a přípravu personálu i materiálu k provedení nezbytných činností tak, aby byla oprava provedena mimo pracovní dobu a nedošlo ke snížení kvality výroby

Nezbytnost posouzení technického stavu strojů a zařízení plyne z potřeby činit rozhodnutí týkající se kvality výroby. Může se jednat o rozhodnutí o dalším provozování stroje nebo o zavedení změn týkajících se technologie nebo jejich provozování. Současné vysoké požadavky spotřebitele nutí výrobce strojů a zařízení nepřetržitě hledat způsoby zvyšování produktivity výrobních zařízení za účelem stabilnější kvality výrobků a tím ke snížení vibrací a hluchosti, zvýšené životnosti a spolehlivosti strojů. [16]

4 PRAKTICKÁ ČÁST

Cílem diplomové práce je zjistit vliv vibrací brousícího vřetena na chvění obrobku, tedy na hřídel. Tyto vibrace mohou ovlivňovat jak výslednou kvalitu broušeného povrchu, tak i životnost funkčních částí stroje. Bude pojednáno o navrženém diagnostickém systému, zvolené metodiky měření a následně proběhne vyhodnocení. Na závěr budou popsány jednotlivé vlivy a navržena modernizace řešeného výrobního procesu.

4.1 Siemens Electric Machines s.r.o.

Společnost Siemens působí ve více než 200 zemích a své aktivity rozvíjí především v oblastech elektrifikace, automatizace a digitalizace. Skupina Siemens Česká republika je součástí globálního elektrotechnického koncernu Siemens AG, který je jedním z hlavních dodavatelů pro paroplynové zdroje a technologií pro přenos energie. [17]

Společnost Siemens Electric Machines s.r.o. v Drásově se zabývá vývojem, výrobou a prodejem synchronních generátorů do 35 MVA a synchronních i asynchronních motorů do výkonu 20MW. Tyto stroje se využívají na největších dopravních a výletních lodích světa (obr. 11), ve vlacích, na ropných plošinách a v průmyslu. [17]

Závod v Drásově se nachází 21 km od Brna a má více než stoletou historii. Přes 20 let je součástí koncernu Siemens. Zaměstnává okolo 650 zaměstnanců, kteří zde ročně navrhnu a vyrobí v průměru 350 strojů, z nichž většina jde na export do zemí Evropy, Ameriky a Asie. [17]



Obr. 11) Generátory pro loď, jenž bude odsávat písek v přístavech a průplavech [18]

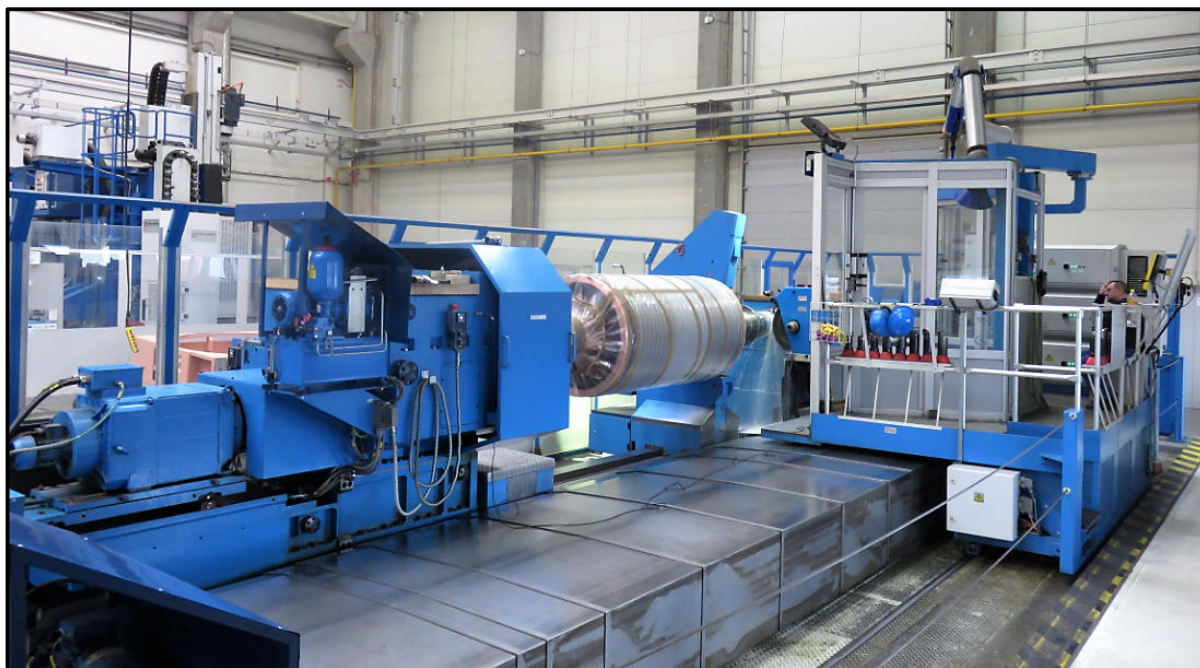
5 DIAGNOSTICKÝ SYSTÉM

V této kapitole bude pojednáno o:

- **Objektu diagnostiky** – stroj a jeho technické parametry.
- **Prostředcích diagnostiky** – popis použitých diagnostických prostředků při měření vibrací, tedy snímače vibrací, analyzátor, software Virtual Unit a DDS.

5.1 Objekt diagnostiky

Diagnostikovaným objektem v této práci je horizontální hrotový soustruh ŠKODA SR1-180 (obr. 12). Rám soustruhu tvoří pevné lože, na kterém je nepohyblivě umístěn vřeteník. Ve vřeteníku se nachází hlavní pohonný systém soustruhu a výstupní člen tvoří unášecí vřeteno, jež je osazené otočnou lící deskou se čtyřmi posuvnými čelistmi. Pomocí těchto čelistí dochází k přenosu krouticího momentu pohonu na obráběnou hřídel. Na loži je ještě pohyblivě umístěn koník naproti vřeteníku, který je ukončený hrotem. Vedle pevného lože pro koník se nachází pohyblivá dráha pro pohyb podélného suportu se stanovištěm operátora a příčným suportem pro pohyb brousícího vřetene.



Obr. 12) Horizontální hrotový soustruh ŠKODA SR1-180

Na tomto stroji se provádí operace broušení rotačních ploch hřídelí. Technické parametry stroje jsou uvedeny v tabulce 1.

Tab 1) Technické parametry horizontálního hrotového soustruhu ŠKODA SR1-180 [19]

Maximální oběžný průměr nad suportem	1 500 mm
Maximální délka obrobku	8 m
Maximální hmotnost obrobku	25 t
Příčný pojezd	700 mm
Výkon hlavního motoru	75 kW
Maximální otáčky vřetene	1 000 ot·min ⁻¹

5.2 Prostředky diagnostiky

V této kapitole jsou popsány měřící prostředky (snímače vibrací, analyzátor a software) použité při měření.

5.2.1 Snímače vibrací

Ke snímání vibrací byly při měření použity piezoelektrické akcelerometry smykového typu (obr. 13) od společnosti CTC. Tyto senzory jsou kalibrované a jejich vybrané technické parametry uvádí tabulka 2 (všechny technické parametry jsou v příloze 1 a 2). Při měření byla také použita tachy sonda ke snímání otáček vřetene brusky.

Tab 2) Technické parametry akcelerometrů CTC [20]

Typ akcelerometru	AC102-1A	AC104-1A
Senzitivita (citlivost) [mV/g]	100	100
Frekvenční rozsah [Hz]	0,5 až 15 000	0,5 až 10 000
Dynamický rozsah [g]	±50	±50
Rezonanční frekvence [Hz]	23 000	22 000
Teplotní rozsah [°C]	-50 až 121	-50 až 121
Hmotnost [g]	90	145



a)



b)

Obr. 13) Piezoelektrické akcelerometry firmy CTC: a) AC102-1A, b) AC104-1A [20]

5.2.2 Analyzátor vibrací

Měření vibrací bylo provedeno pomocí 4-kanálového analyzátoru od společnosti Adash s označením A4400 VA4 Pro (obr. 14). Technické parametry analyzátoru uvádí tabulka 3. Tento analyzátor má 5 vstupních konektorů, z toho 4 jsou určeny pro připojení akcelerometrů a pátý pro snímač otáček. Přístroj obsahuje tyto módy měření: [21]

- analyzátor – analytická měření,
- pochůzka – sběrač dat,
- rozběh / doběh,
- záznam – nahrávání signálu,
- vyvažování – provozní vyvažování strojů,
- FASIT – expertní systém k detekci poruch,
- stetoskop – poslech vibračního signálu,
- oktavová analýza – akustická měření,
- bump test – rázový test,
- ADS – provozní tvary kmitů,
- ultrazvuk.

Tento přístroj nabízí možnost zpracovat naměřená data přímo v interním softwaru nebo je lze zpracovat v softwaru A4410 Virtual Unit na počítači. Tento software je totožný se softwarem přímo v analyzátoru a pro zpracování dat nabízí:

- měření otáček,
- řádovou analýzu,
- měření orbit,
- uživatelsky volitelná pásma,
- FFT v reálném čase,
- DEMOD – ENVELOPE analýzu,
- ACMT (analýza pomaloběžných ložisek).



Obr. 14) Analyzátor vibrací A4400 VA4 Pro [21]

Tab 3) Vybrané technické parametry analyzátoru A4400 VA4 Pro [21]

Vstupní kanály	4 AC, 4 DC, 1 TACHO
Paměť	120 GB
Frekvenční rozsah	max. 90 kHz (1 Ch, 194 kHz vzorkování) max. 25 kHz (4 Ch, 64 kHz vzorkování) min. 25 Hz (4 Ch, 64 Hz vzorkování)
Rozlišení FFT	min. 100 čar max. 3 276 800 čar

5.2.3 Software DDS 2018

Softwarový systém DDS od společnosti Adash je nástroj pro sběr, archivaci a vyhodnocení dat z oblasti vibrační diagnostiky strojů. Umožňuje připojení off-line, ale i on-line měřících a monitorovacích systémů. Obsahuje všechny funkce a nástroje potřebné pro analýzu signálu v časové a frekvenční oblasti. Software také plně podporuje pochůzková měření. Pomocí DDS lze rychle vytvářet grafické i textově přehledné protokoly z měření. Detailně zpracovaný systém nastavení alarmů umožňuje rychle objevit změnu provozního stavu strojů. Uživatelské prostředí systému lze vidět na obr. 15. [21]

V tomto softwaru existují dva typy datových buněk: [21]

- Statické – buňky obsahující měření, která jsou reprezentována jednou hodnotou jako je např. širokopásmová hodnota vibrací nebo otáčky.
- Dynamické – tyto buňky obsahují měření, jež jsou zastupována řadou hodnot. Příkladem je spektrum nebo časový signál.



Obr. 15) Software DDS 2018 - uživatelské prostředí

6 REALIZACE MĚŘENÍ

Před začátkem měření bylo nejdříve zapotřebí určit vhodná místa pro uchycení akcelerometrů. Zjednodušené schéma stroje a zvolená místa pro uchycení snímačů vibrací lze vidět na obr. 17. Všechny 4 akcelerometry byly uchyceny pomocí magnetu a informace o jejich označení, umístění, směru snímání vibrací a citlivosti byly pro lepší přehled zpracovány do tab. 4. Před započnutím měření byla také umístěna tacho sonda (snímač otáček), jenž snímala otáčky vřetene brusky.

Tab 4) Informace o použitých akcelerometrech

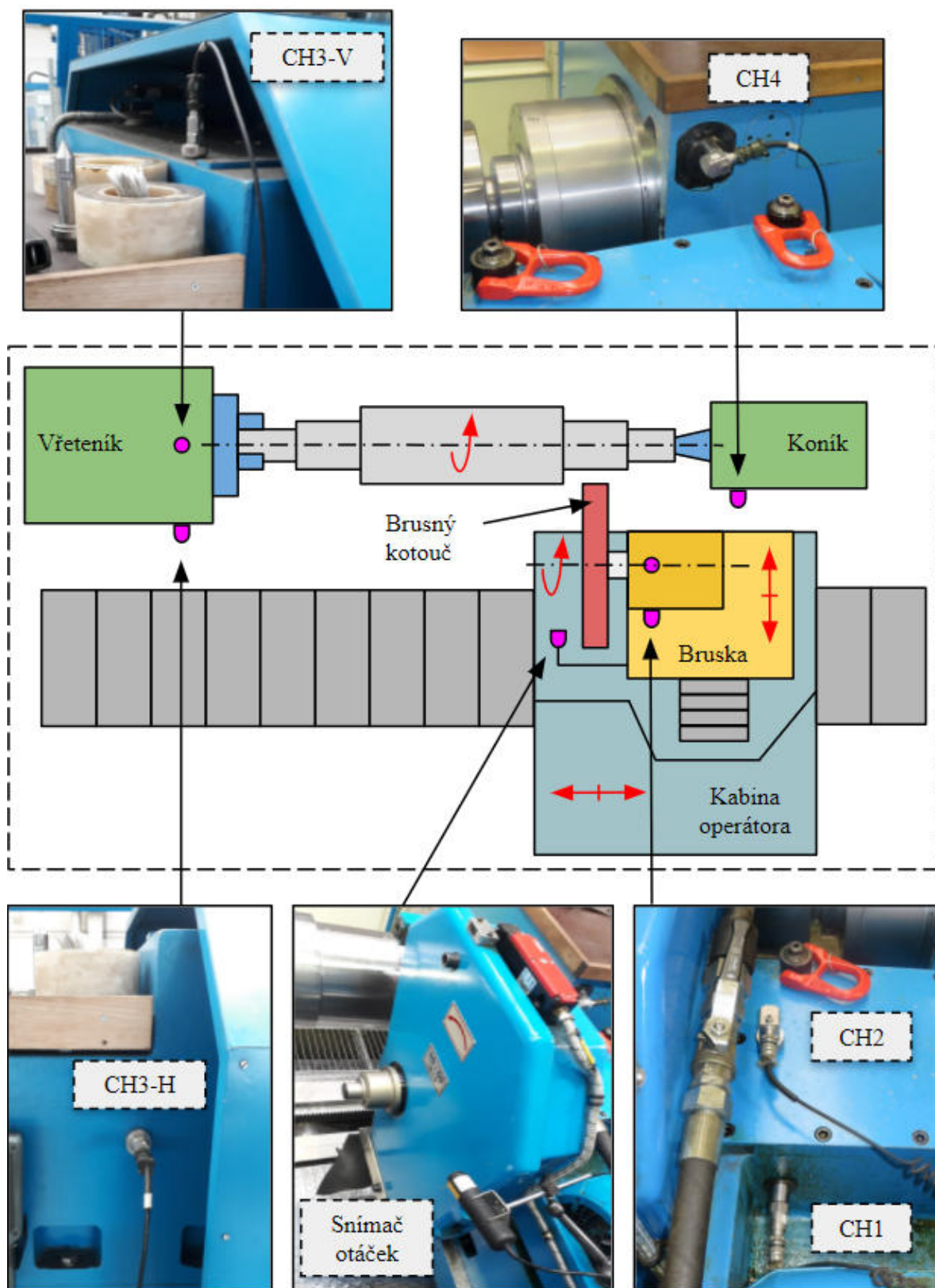
Kanál	Umístění snímače	Směr snímání vibrací	Citlivost [mV/g]
CH1	Vřeteník brusky	Radiální horizontální	101,35
CH2	Vřeteník brusky	Vertikální	94,92
CH3	Vřeteník soustruhu	Radiální horizontální – H (1.měření) Vertikální – V (2. a 3. měření)	104,73
CH4	Koník soustruhu	Radiální horizontální	94,70

Po uchycení snímačů vibrací byly nastaveny parametry jednotlivých snímačů do analyzátoru VA4 Pro. Ukázku nastavení parametrů prvního snímače lze vidět na obr. 16. Poté byl spuštěn měřicí modul záznam (rekord měřeného výstupního signálu z akcelerometru) a operátor obsluhující stroj spustil broušení.

AC 1	
ICP:	zapnuto
Citlivost[mV/g]:	101.35
Jednotka:	g
Pozice[°]:	90

Obr. 16) Nastavení parametrů prvního akcelerometru

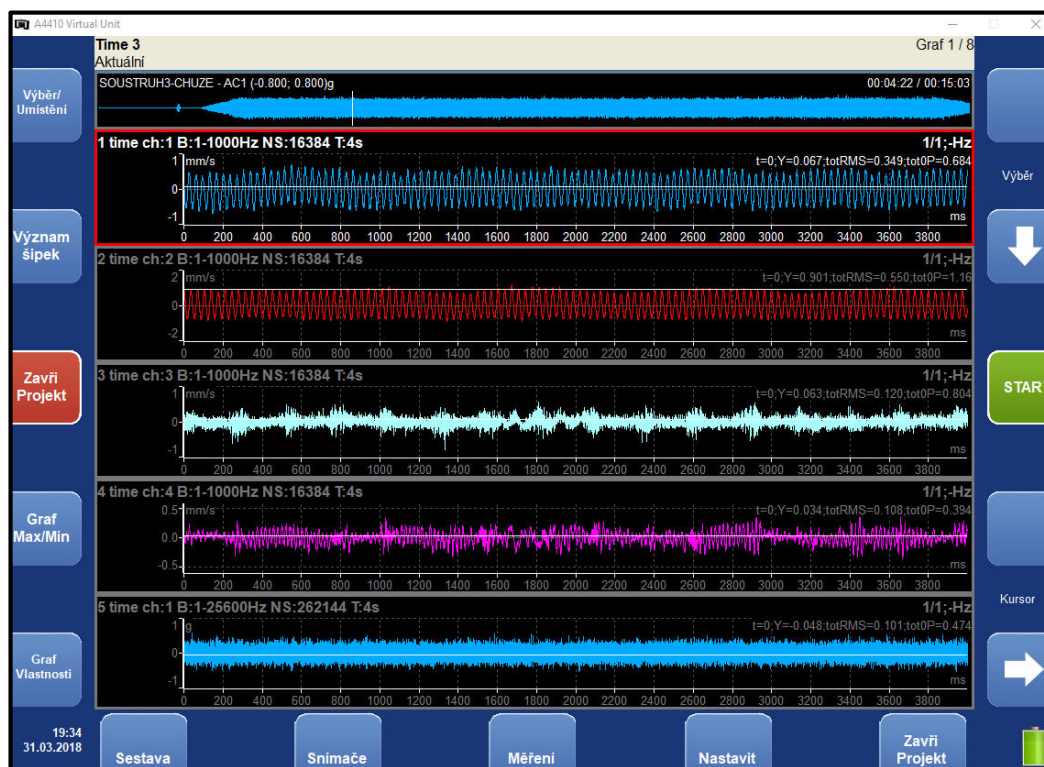
Celkem byly provedeny 3 měření. Po prvním měření byl snímač CH3 přemístěn, aby snímal vibrace ve vertikálním směru na vřeteníku soustruhu. Při třetím měření jsem chodil po kabině operátora, která je umístěna s bruskou na společném suportu. Jednalo se o experiment, který měl vést ke zjištění, zda pohyb operátora během broušení má vliv na naměřené vibrace. Pohyb operátora totiž může způsobovat otřesy kabiny spolu s bruskou, a pokud by byly v uložení větší vůle, může se to odrazit ve zvýšených vibracích při broušení, a tím tedy ovlivnit kvalitu broušeného povrchu.



Obr. 17) Zjednodušené schéma stroje s umístěním akcelermetrů

7 VYHODNOCENÍ MĚŘENÍ

Dalším krokem bylo vyhodnocení naměřených dat z provedeného měření. Nejprve byly změřené záznamy, tzv. surová data, nahrány z analyzátoru do počítače. Dále za použití software Virtual Unit byla tyto data zpracována. Ukázkou diagnostického signálu, zpracovaného v časové oblasti (časový průběh rychlosti a zrychlení vibrací), lze vidět na obr. 18.



Obr. 18) Software Virtual Unit – uživatelské prostředí

Po zpracování dat ve Virtual Unitu bylo provedeno vyhodnocení v programu DDS 2018.

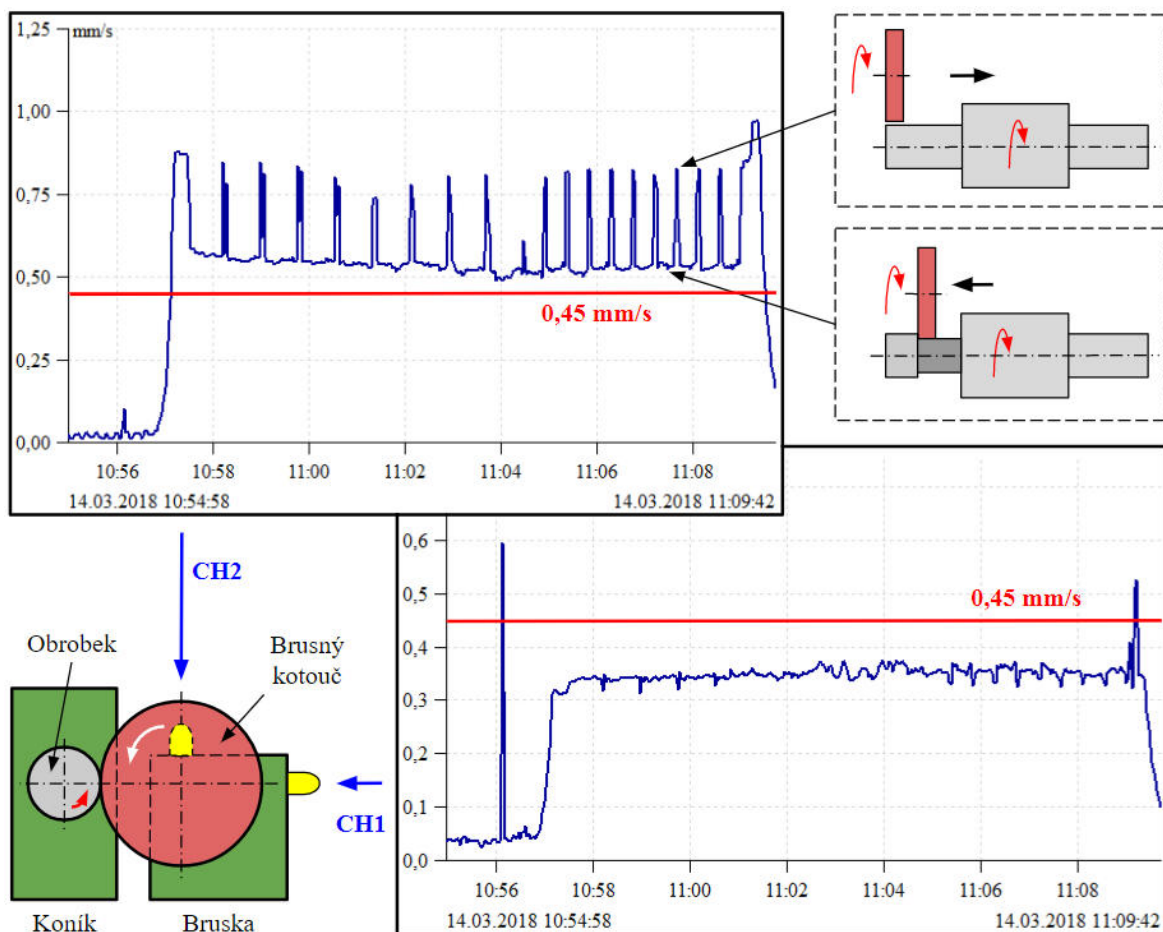
7.1 Vyhodnocení dle normy ČSN ISO 20 0065

Tato norma stanovuje způsoby a podmínky měření, jako je místo měření a směr snímání vibrací, dále určuje mezní hodnoty efektivní hodnoty (RMS) výchylky a rychlosti vibrací u obráběcích strojů na kov. [22]

Pro brusku, o které se pojednává v této práci, norma stanovuje místo měření na vřeteníku brusky v místě ložiska brousícího vřetena blíže ke kotouči. Snímač zde musí být umístěn v radiálním horizontálním směru. Stanovení mezní hodnoty efektivní hodnoty rychlosti kmitání má jediné kritérium, jímž je průměr použitého brousícího kotouče. Při měření byl použit kotouč o průměru větším než 300 mm, což znamená, že stanovenou mezní hodnotou bude $0,45 \text{ mm.s}^{-1}$.

Na obr. 19 lze vidět, že naměřená hodnota rychlosti vibrací ve vertikálním směru (CH2) překročila danou mez. Norma sice o měření rychlosti vibrací ve vertikálním směru nehovořila, což ale neznamená, že nelze porovnat měření s mezní hodnotou pro horizontální směr.

Při snímání vibrací v radiálním horizontálním směru (CH1) mez při samotném broušení není překročena a bruska tedy splňuje porovnání s touto normou. Ovšem vyskytly se zde dvě náhlé vysoké hodnoty vibrací před a po broušení (v časech 10:56 a 11:09), které budou podrobně okomentovány v další části této práce.



Obr. 19) Efektivní hodnota rychlosti vibrací (RMS)

Na obr. 19 si lze také povšimnout, že při měření efektivní rychlosti vibrací ve vertikálním směru (CH2), jsou stále se opakující peaky (špičky). Peak se vyskytuje vždy při změně směru pojezdu broušení. Při započnutí broušení vibrace klesly, a tak tomu bylo dokud brousící kotouč nedojel v axiálním směru na konec své dráhy a bylo zapotřebí se vrátit zase na začátek.

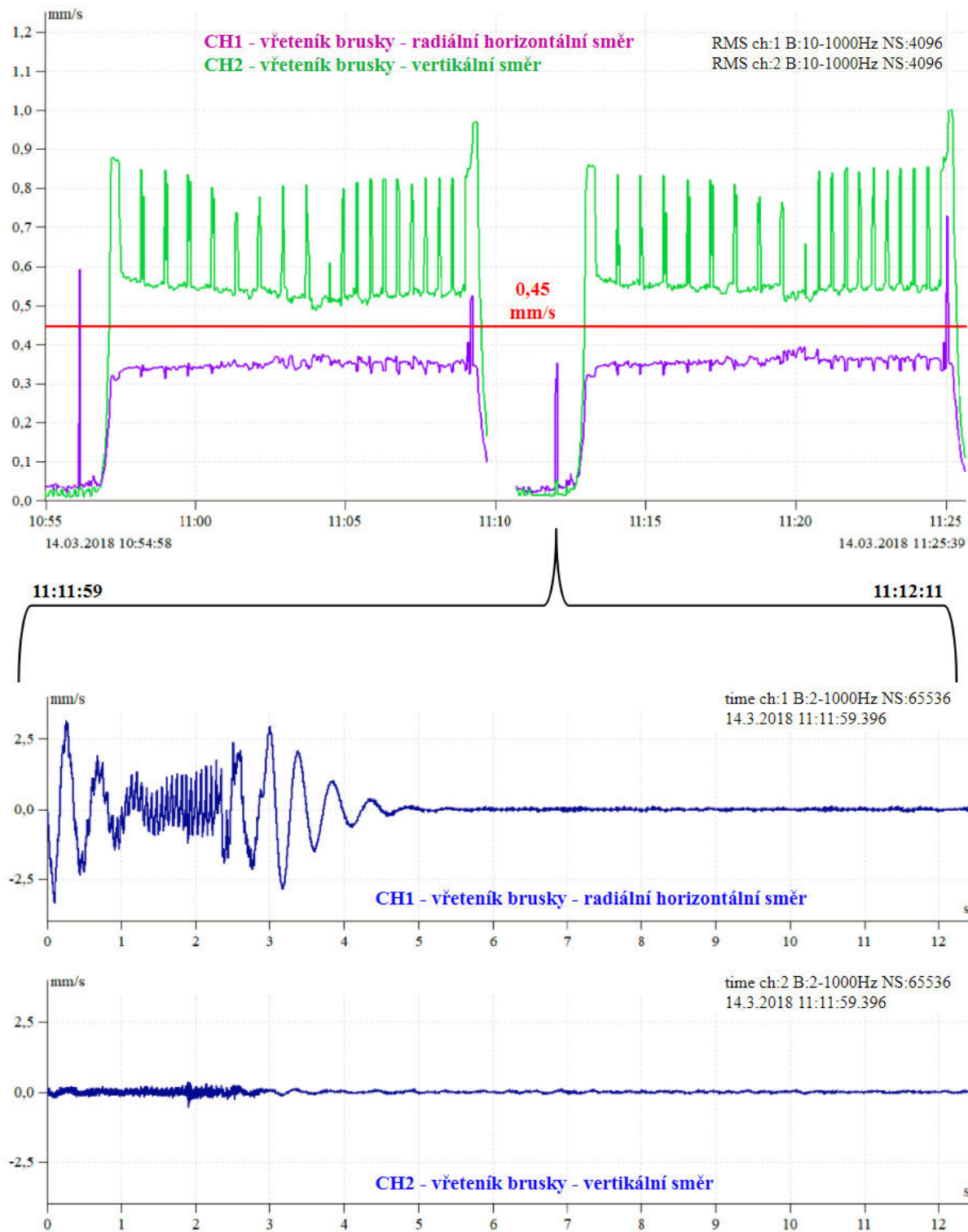
7.2 Vyhodnocení simulované chůze operátora

Teoreticky bylo uvažováno, že pokud se operátor pohybuje během broušení po kabině určené k obsluze stroje, mohlo by dojít k navýšení vibrací na vřeteníku brusky a tím by tedy mohlo dojít k samotnému ovlivnění procesu broušení (zhoršení kvality broušeného povrchu).

Z tohoto důvodu byl proveden při třetím měření experiment, při kterém jsem chodil po kabině operátora a tím simuloval pohyb operátora.

Horní část obr. 20 znázorňuje průběh efektivní hodnoty (RMS) rychlosti vibrací v čase při druhém (čas 10:55 – 11:10) a třetím měření. Lze si povšimnout, že průběhy RMS jsou téměř totožné.

Ve spodní části obrázku je znázorněn průběh rychlosti vibrací v čase.

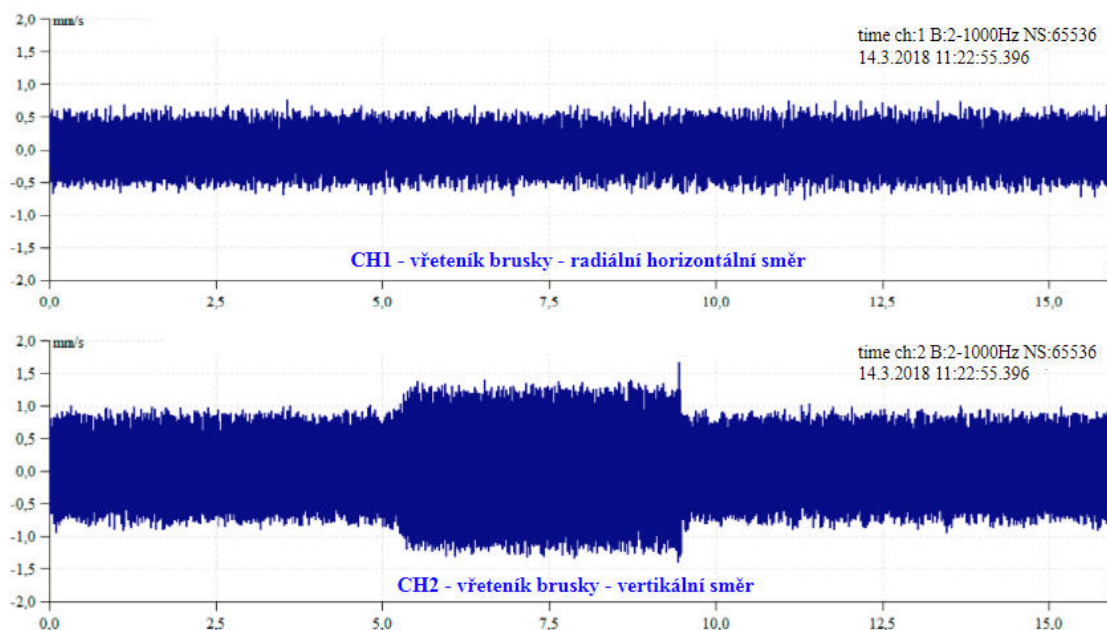


Obr. 20) RMS hodnoty a časový průběh rychlosti vibrací

Na obr. 20 lze vidět, že i ve třetím měření se objevují zvýšené hodnoty vibrací v časech 11:12 a 11:25. Tyto vibrace jsou způsobeny pohybem brusky pomocí rychloposuvu po příčném suportu. Při prudším rozjezdu či náhlém zastavení pohybu brusky po suportu dojde k zachvění především v radiálním horizontálním směru (spodní část obr. 20 – snímač CH1), což může být způsobeno vůlemi v pojezdu.

Dále bylo pozorováno, zda se neobjeví výraznější zvýšení vibrací v časovém průběhu rychlosti vibrací. Zde bylo nalezeno pravidelné zvýšení rychlosti vibrací (obr. 21, CH2), které se vždy opakovalo po 47 sekundách od začátku broušení do času 11:20. Od tohoto času, se perioda opakování změnila na 27 sekund. Z délky těchto dvou period lze říci, že se nejedná o projevení chůze na vřeteníku brusky, ale nýbrž o délky cyklů broušení, popř. vyjiskřování.

Tyto zvýšené vibrace ve vertikálním směru byly již okomentovány v kapitole 7.1.

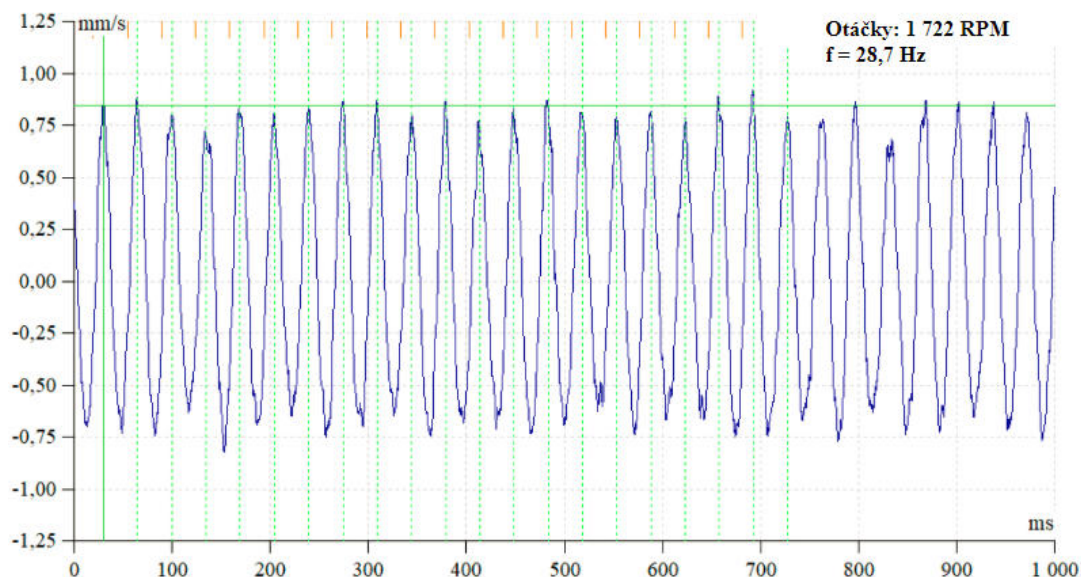


Obr. 21) Zvýšené vibrace ve vertikálním směru na vřeteníku brusky (CH2)

Bylo tedy zjištěno, že simulovaná chůze operátora po plošině během třetího měření nezpůsobila nárůst vibrací vřeteníku brusky.

7.3 Otáčky brusného kotouče

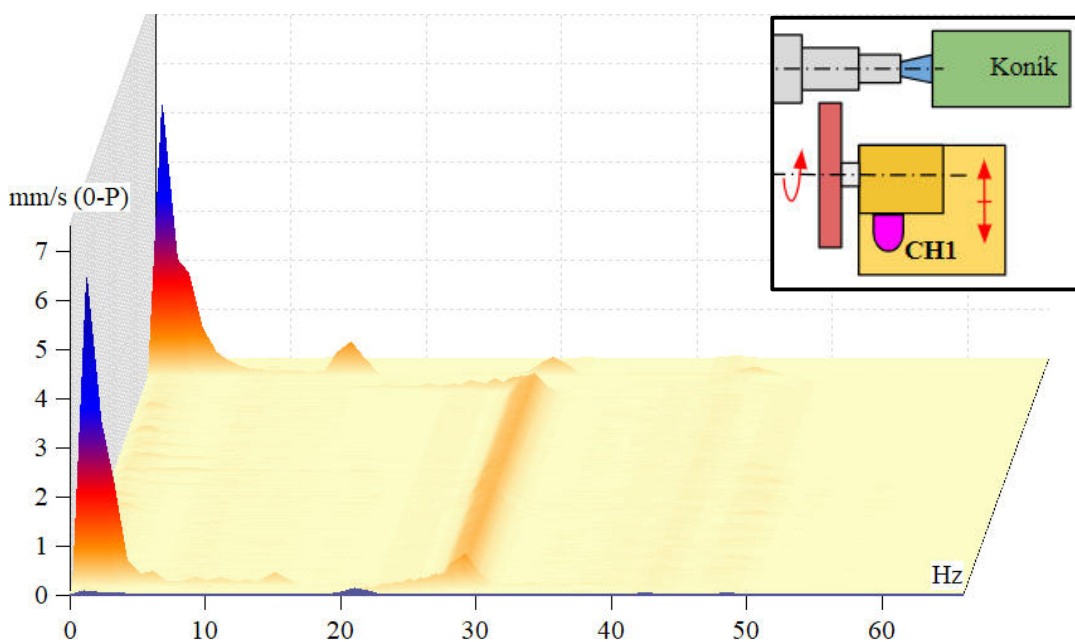
Časové spektrum na obr. 22 znázorňuje záznam rychlosti vibrací v pásmu 2–1 000 Hz a bylo naměřeno snímačem umístěným na vřeteníku brusky ve vertikální poloze (CH2). Pomocí harmonického kurzoru je zde označena otáčková frekvence vřetene brusky 28,7 Hz.



Obr. 22) Průběh rychlosti vibrací v čase (snímač CH2)

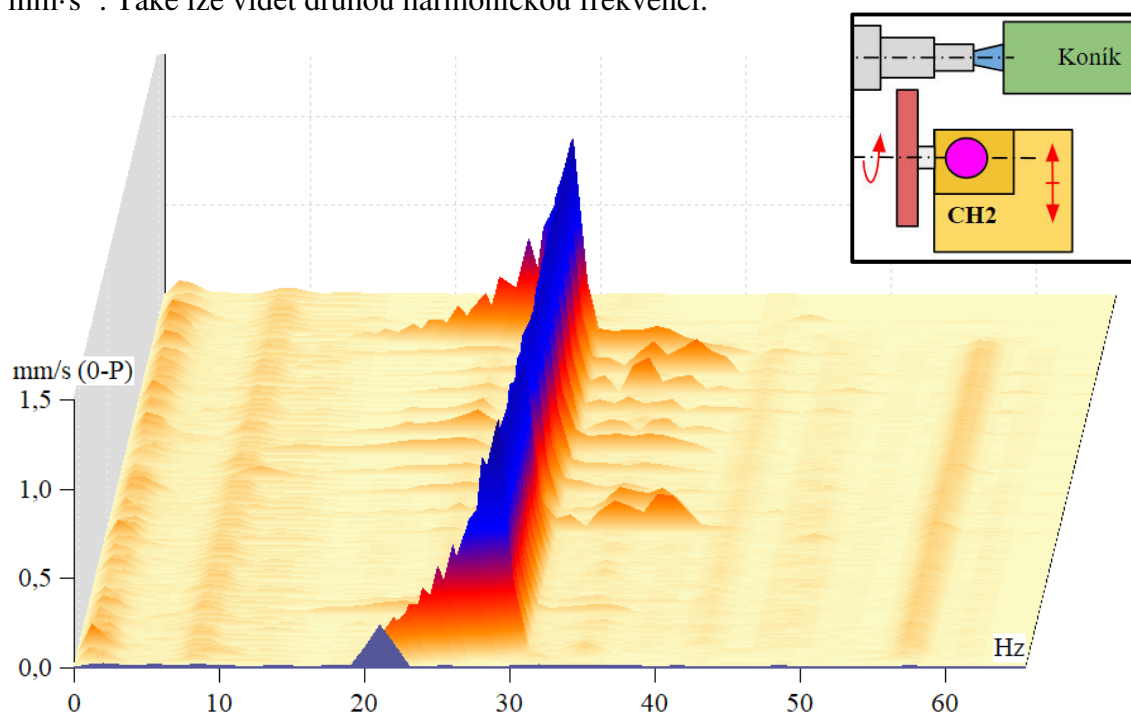
7.4 Frekvenční spektrum rychlosti vibrací

Graf na obr. 23 uvádí závislost rychlosti vibrací na frekvenci v pásmu 1–60 Hz pro vřeteník brusky snímáný v radiálním horizontálním směru (CH1). Lze vidět vyšší amplitudu rychlosti vibrací na otáčkové frekvenci vřetene brusky 28,7 Hz, která se pohybuje okolo hodnoty $0,4 \text{ mm} \cdot \text{s}^{-1}$. Dále si lze v grafu všimnout 2 výrazných amplitud, jež jsou popsány již v kapitole 7.2.



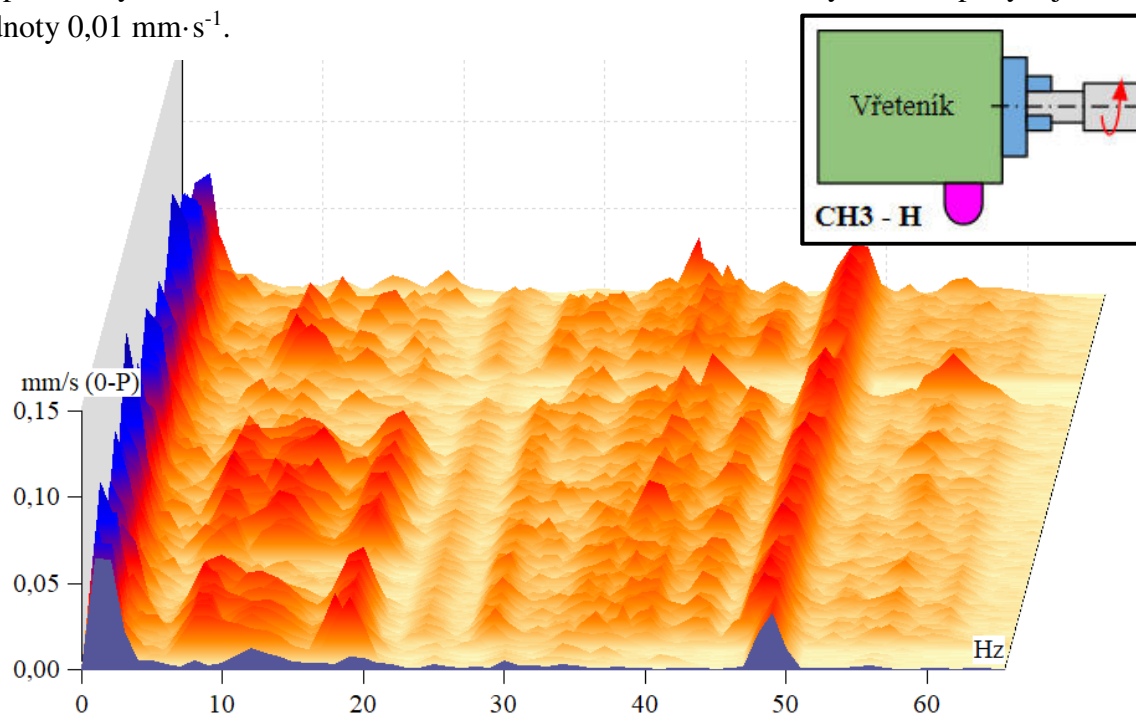
Obr. 23) Frekvenční spektrum rychlosti vibrací vřetene brusky (CH1)

V grafu na obr. 24 je vidět závislost rychlosti vibrací na frekvenci v pásmu 1–60 Hz pro vřeteník brusky snímaný ve vertikálním směru (CH2). Zde je dominantní amplituda rychlosti vibrací na otáčkové frekvenci vřetene brusky (28,7 Hz), jenž se pohybuje okolo hodnoty $0,7 \text{ mm} \cdot \text{s}^{-1}$. Také lze vidět druhou harmonickou frekvenci.



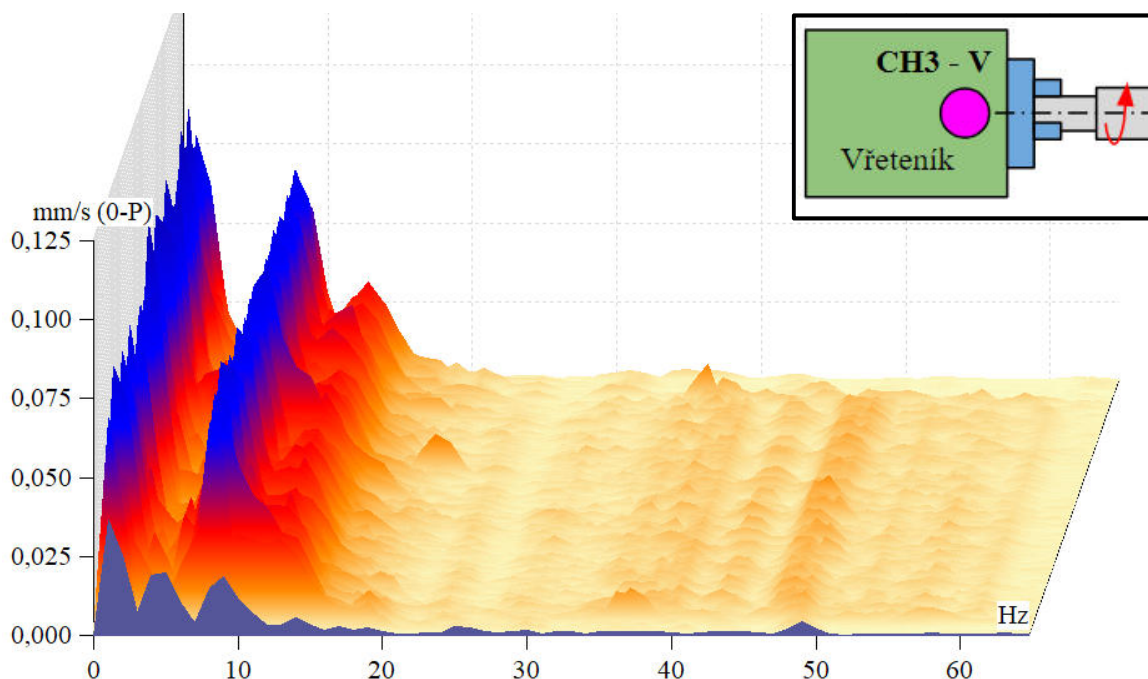
Obr. 24) Frekvenční spektrum rychlosti vibrací vřetene brusky (CH2)

Graf na obr. 25 opět uvádí závislost rychlosti vibrací na frekvenci v pásmu 1–60 Hz, ovšem tentokrát pro vřeteník soustruhu snímaný v radiálním horizontálním směru (CH3-H). Amplituda rychlosti vibrací na otáčkové frekvenci vřetene brusky se zde pohybuje okolo hodnoty $0,01 \text{ mm} \cdot \text{s}^{-1}$.



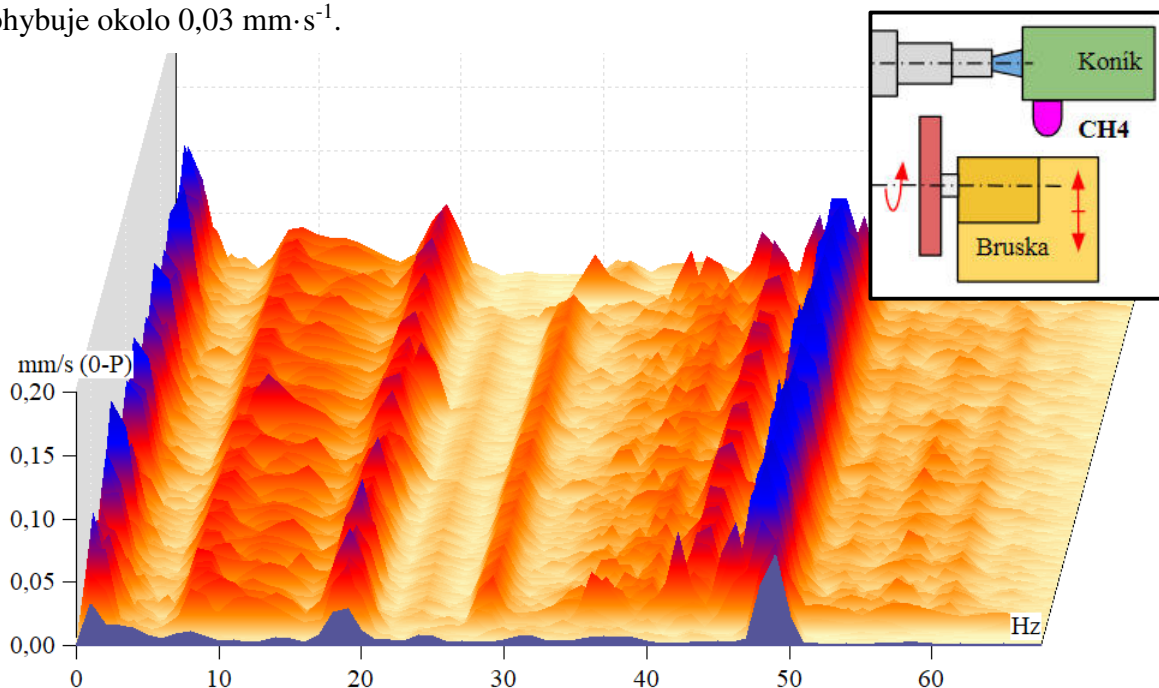
Obr. 25) Frekvenční spektrum rychlosti vibrací vřetena soustruhu (CH3-H)

V grafu na obr. 26 lze vidět závislost rychlosti vibrací na frekvenci v pásmu 1–60 Hz pro vřeteník soustruhu snímáný tentokrát ve vertikálním směru (CH3-V). Amplituda rychlosti vibrací na otáčkové frekvenci vřetene brusky (28,7 Hz) se zde pohybuje okolo hodnoty $0,002 \text{ mm} \cdot \text{s}^{-1}$.



Obr. 26) Frekvenční spektrum rychlosti vibrací vřetene soustruhu (CH3-V)

Graf na obr. 27 znázorňuje závislost rychlosti vibrací na frekvenci v pásmu 1–60 Hz pro koník snímáný v radiálním horizontálním směru (CH4). Oproti vřeteníku soustruhu je zde otáčková frekvence vřetene brusky výraznější. Hodnota amplitudy rychlosti vibrací se zde pohybuje okolo $0,03 \text{ mm} \cdot \text{s}^{-1}$.



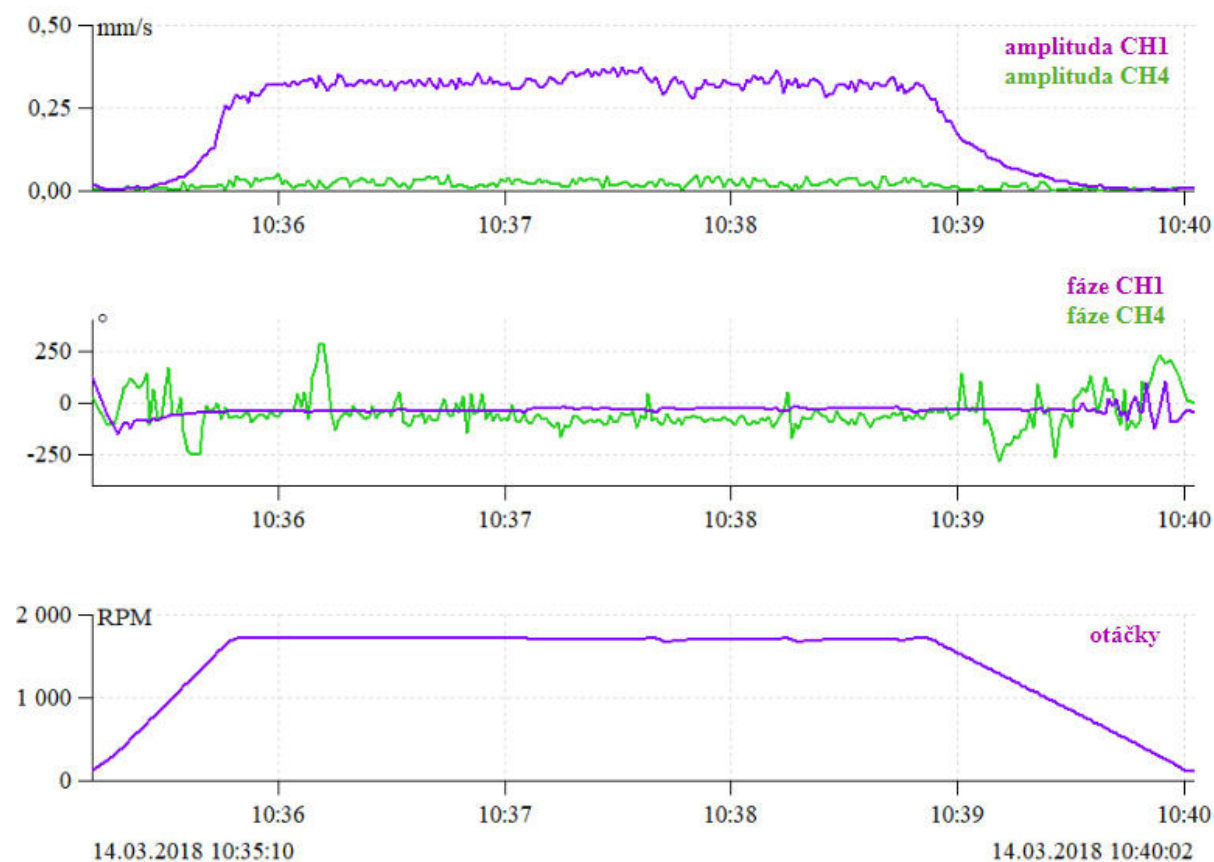
Obr. 27) Frekvenční spektrum rychlosti vibrací unášecího vřetene koníku (CH4)

Bylo očekáváno, že vibrace budou největší na vřetenu brusky (CH1 a CH2), což se po vyhodnocení výše uvedených spekter potvrdilo. Amplituda rychlosti vibrací na otáčkové frekvenci 28,7 Hz se objevuje ve všech měřeních, což značí, že vibrace od brousícího vřetene jsou přenášeny na koník, a i na lícni desku umístěnou na vřetenu soustruhu. Na koníku je hodnota této amplitudy přibližně 10x nižší ($0,03 \text{ mm} \cdot \text{s}^{-1}$) oproti brusce ($0,4 \text{ mm} \cdot \text{s}^{-1}$ v radiálním horizontálním směru a $0,7 \text{ mm} \cdot \text{s}^{-1}$ ve vertikálním směru) a na vřetenu soustruhu přibližně 100x nižší ($0,01 \text{ mm} \cdot \text{s}^{-1}$ v horizontálním směru a $0,002 \text{ mm} \cdot \text{s}^{-1}$ ve vertikálním). Je nutné podotknout, že vřeteno soustruhu se nacházelo dále od místa broušení a také bude tužší než koník, s nímž lze pohybovat po kluzném vedení. Hodnoty amplitud rychlostí vibrací přenášovaných na obrobek jsou tedy v řádech stovek a tisícín $\text{mm} \cdot \text{s}^{-1}$.

7.5 Amplituda, fáze a otáčky

V grafu na obr. 28 je znázorněn průběh amplitudy rychlosti vibrací, fáze a otáčky vřetene brusky. Vibrace byly snímány na vřeteníku brusky v radiálním horizontálním směru (CH1) a na koníku v radiálním horizontálním směru (CH4). Z grafu lze vyčíst, že amplituda rychlosti vibrací je vyloženě na otáčkové frekvenci a fáze jsou stejné.

Obrobek a brusný kotouč jsou ve stejné fázi, což je pro samotný proces broušení příznivé, jelikož nedochází k výrazné změně hloubky řezu. K této změně by docházelo, pokud by byli vzájemně v protifázi, což by zapříčinilo nárůst budící síly, tedy nárůst regenerativního kmitání obrobku a kotouče.



Obr. 28) Amplituda, fáze a otáčky (CH1, CH4)

8 VLIVY NA KVALITU OBRÁBĚNÉHO POVRCHU

V této kapitole budou popsány vlivy, jenž ovlivňují výslednou kvalitu broušeného povrchu součástí.

8.1 Vliv pohybu operátora

Při třetím měření jsem simuloval chůzi operátora po kabině, která je umístěna společně s bruskou na podélném suportu. Jednalo se o experiment, který měl vést ke zjištění, zda pohyb operátora během broušení má vliv na naměřené vibrace vřeteníku brusky. Pohyb operátora totiž může způsobovat otřesy kabiny spolu s bruskou, a pokud by byly v uložení větší vůle, může se to odrazit ve zvýšených vibracích při broušení, a tím tedy ovlivnit kvalitu broušeného povrchu.

Z provedeného experimentu a následného vyhodnocení bylo zjištěno, že chůze operátora nemá vliv na velikost vibrací vřeteníku brusky, stroj je tedy dostatečně tuhý.

8.2 Ustavení stroje a jeho základ

Obráběcí stroje by měly být uloženy a připevněny na vhodném základě. Dobrý základ stroje musí tlumit vibrace, které se šíří z okolí. To mohou být vibrace blízko umístěných strojů nebo také vibrace celé výrobní haly buzené např. mostovým jeřábem.

Pro utlumení těchto vibrací a vibrací šířících se ze zemního podkladu stroje (i od základů výrobní haly) je nutno izolovat boky základu a mezi základ stroje a zeminu nainstalovat pružnou tlumící vrstvu pohlcující rázy a vibrace. Mimo vlastního armovaného základu stroje, ke kterému je ukotven stroj, je zapotřebí vytvořit i armovanou základovou vanu.

Hlavní úkol základu stroje je zpevnit lože a redukovat deformace vzniklé pohyblivými hmotami spojenými s ložem stroje. Pokud je základ stroje velmi tuhý, nejen že se zlepší přesnost polohování, ale dojde také ke zlepšení kvality obráběného povrchu.

Zde bych doporučil provést měření vibrací v hale obrobny firmy, a to nejen vibrace u řešeného soustruhu s bruskou, ale i na ostatních strojích v této hale. Důvodem je, že ve vedlejší hale sídlí lisovna, ve které jsou stroje produkující rázy. Pokud by se tyto rázy objevily v naměřených vibracích u obráběcích strojů, bylo by zapotřebí přijmout nápravná opatření.

V hale obrobny je také mostový jeřáb, pomocí kterého se přepravují velké obrobky. Zde bych navrhnul provést dvě měření. Obě měření by byla prováděna v době, když by stroj nebyl v provozu. Při prvním měření by se jeřáb pohyboval se zavěšeným břemenem po celé své dráze. Při druhém by jeřáb nebyl v provozu. Následovalo by porovnání obou měření a z nich stanovení, zda má pohyb jeřábu vliv na vibrace stroje.

Také navrhuji, aby se u tohoto stroje prováděla pravidelná údržba vodících ploch, která by zahrnovala i měření vůlí. Jedná se především o vůle v pojezdu brusky.

8.3 Vliv nevývahy kotouče

Kmitání technologické soustavy stroj – nástroj – obrobek, způsobené především budící silou, vyvolává vlnitost na obráběném povrchu. Tato vlnitost ovšem může být také způsobena nevývahou brusného kotouče, vřetene, přírub, nebo nevývahou řemenice. Brusné kotouče běžně vyvažuje obsluha stroje pomocí uspořádání vyvažovacích závaží na přírubě kotouče. Tento postup ovšem vyžaduje kvalifikovaný personál a také je časově náročný.

Možné jevy, způsobující nevyváženost brusného kotouče jsou:

- nerovnoměrné opotřebení kotouče,
- asymetrická montáž kotouče a příruby,
- nerovnoměrné rozdělení brusiva a pojiva v různých částech kotouče, popř. přítomnost bublin,
- trhliny na povrchu brusného kotouče,
- absorpce chladicí kapaliny.

8.4 Vliv parametrů broušení

Každý obráběcí stroj má několik vlastních frekvencí (každá součást stroje má jinou), které nazýváme rezonančními frekvencemi. Rezonance nastane, pokud je frekvence budících sil rovna frekvenci vlastních kmitů. Pokud při broušení dochází k nadměrným amplitudám vibrací při určité frekvenci, je zapotřebí řešit tento problém např. změnou úběru hloubky třísky, nebo změnou otáček brusného kotouče. Je zapotřebí brousit při otáčkách nižších, než jsou kritické, anebo pásmo kritických otáček rychle překonat a broušení provádět v nadkritických otáčkách.

Provoz stroje v oblasti rezonance nejenže zhoršuje kvalitu broušeného povrchu, ale především několikanásobně snižuje spolehlivost a životnost nástroje i stroje, kdy může dojít až k poruše.

Dále má vliv také počáteční vlnitost povrchu součásti vytvořená již v předchozím procesu soustružení, jelikož může docházet k její kopírování v příštích záběrech nástroje. S vlnitostí povrchu se snižuje geometrická přesnost tvaru (u rotačních ploch se jedná o úchylky kruhovitosti nebo válcovitosti) a může s ní také souviset i změna drsnosti povrchu. Drsnost povrchu je dána především:

- řeznou rychlostí,
- hloubkou záběru v radiálním směru k ose rotace (přísuv),
- velikostí podélného posuvu,
- použitou technologií,
- prostředím probíhajícího procesu,
- materiálem součásti.

Profil drsnosti, jenž je odvozen ze základního profilu, je tvořen pravidelným ubíráním třísky nástrojem, ale také nepravidelnostmi, do kterých se řadí např. drsnost povrchu brousícího nástroje, tvrdé částice třísky působící abrazivně na broušený povrch, opotřebení nástroje a lomy částic broušeného materiálu.

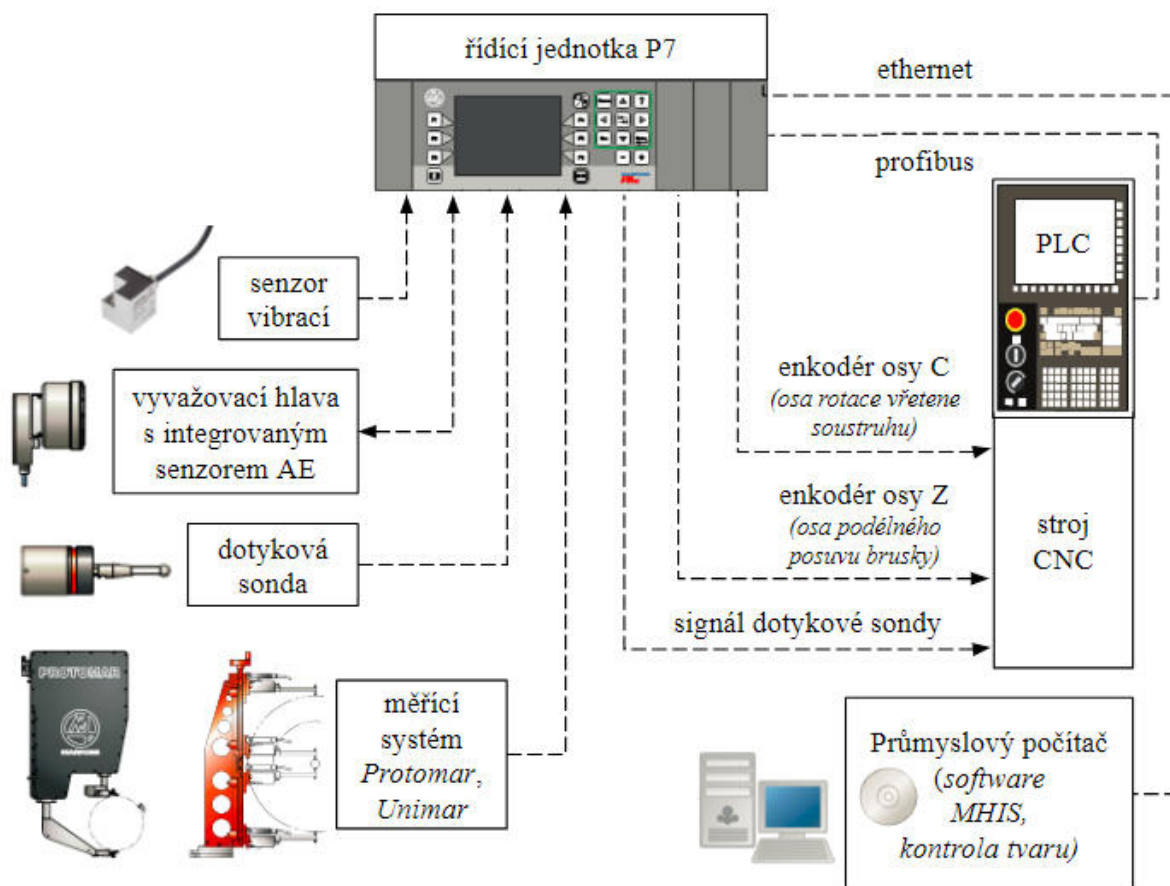
9 NÁVRH MODERNIZACE PROCESU

Poptávka po vysoce spolehlivých a přesných obráběcích procesech stále stoupá, a proto musí být proces broušení stále inteligentnější. Zvyšující se nedostatek odborných pracovníků urychlil nutnost modifikovat proces broušení směrem k vyšší autonomii. Z těchto důvodů a také z důvodu eliminace již dříve zmíněných vlivů bych doporučil opatřit stroj diagnostickým a měřícím systémem.

9.1 Popis systému

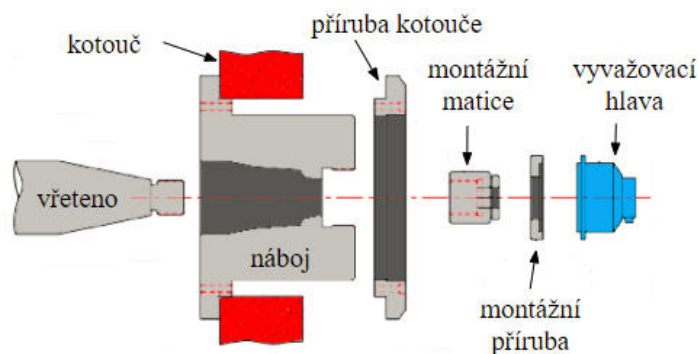
Pro řešení proces broušení v této diplomové práci jsem zvolil produkty od italské společnosti MARPOSS s.r.o. Navržený systém lze vidět na obr. 29 a je složen z těchto členů:

- **Senzor vibrací** – pro měření vibrací bych zvolil 3-osý akcelerometr s označením ARTIS VA-3D, který by byl umístěn na vřeteník brusky v místě ložiska blíže k brusnému kotouči. Při automatickém vyvažování jde signál do elektronické řídicí jednotky, která filtruje signál podle otáček kotouče a automaticky nastavuje polohu protizávaží uvnitř vyvažovací hlavy. Pomocí přesunutí těchto závaží se sníží hodnota amplitudy vibrací na minimum. Technické parametry senzoru viz. příloha 3.



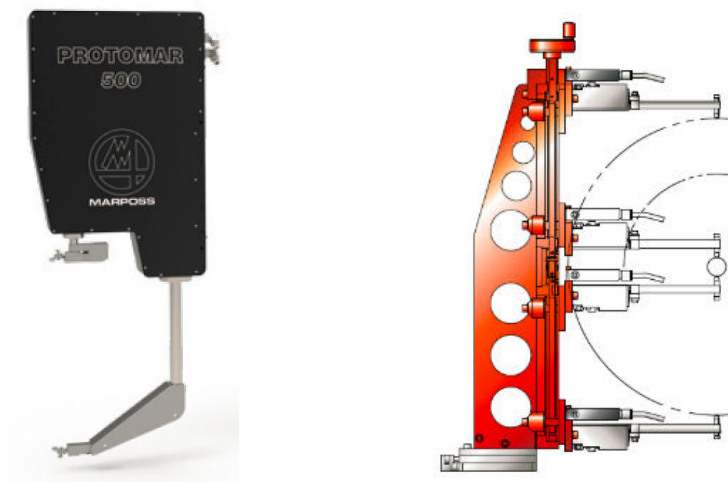
Obr. 29) Navrhovaný systém [23]

- **Elektronická řídicí jednotka P7** – unikátní zařízení pro řízení procesu, které je schopné optimalizovat obráběcí proces prostřednictvím kontrolních měření. Například obrobek je během broušení nepřetržitě měřen a na základě naměřené hodnoty je přizpůsobován strojní cyklus. Tato jednotka také disponuje funkcemi jako je provádění algoritmů pro automatické vyvažování v jedné nebo dvou rovinách, kontrola vibrací a spektrální analýza frekvence vibrací (FFT) pro údržbu stroje s určením příčiny a původu chyby. Dále obsahuje systém měření akustické emise (AE¹), který detekuje změny frekvencí při broušení a je užitečný pro prevenci kolizí a odhalení odchylek stroje nebo nástroje, jako je např. opotřebení kotouče, porušení nebo lom brusného zrna. Technické parametry řídicí jednotky viz. příloha 4.
- **Vyvažovací hlava FT2000CG** – by byla umístěna na vřeteno brusky pomocí montážní příruby. Hlava obsahuje i integrovaný senzor akustické emise. U tohoto typu vyvažovacích hlav jsou výkon a logické signály pro řízení cyklu vyvažování přenášeny přes vzduchovou mezeru. Tím je dosaženo bezproblémové montáže a bezúdržbového provozu. Dále lze nastavit nulovou hodnotu vyvažovacího závaží, což je užitečné při spouštění stroje. Montáž vyvažovací hlavy lze vidět na obr. 30 a technické parametry s příkladem volby vyvažovacího výkonu uvádí příloha 5.
- **Dotyková sonda T25G** – slouží pro nájezd brusného kotouče do správné polohy vůči obrobku před začátkem operace. Technické parametry viz. příloha 6.
- **Měřicí systém Protomar a Unimar** (obr. 31) – jedná se o dva měřicí systémy, které jsou počítačem řízené a lze s nimi měřit v průběhu broušení. Obě měřicí hlavy zaznamenávají průměr a ovalitu obrobku pomocí dvou dotyků. Naměřené hodnoty se ihned objevují operátorovi na PC. Technické parametry Protomaru viz. příloha 7.
- **Software MHIS (Marposs Human Interface Software)** – je vyvinutý pro operační software Windows, jenž umožňuje díky přítomnosti serveru sdílení dat řídicí jednotky P7 s PC/CNC. Pomocí tohoto programu lze jednoduše zobrazit měřené parametry procesu (vibrace, nevývaha, AE atd.) na obrazovce stroje nebo počítače. Také umožňuje provádět parametrické programování, kontrolovat celý proces broušení a archivovat naměřená data.



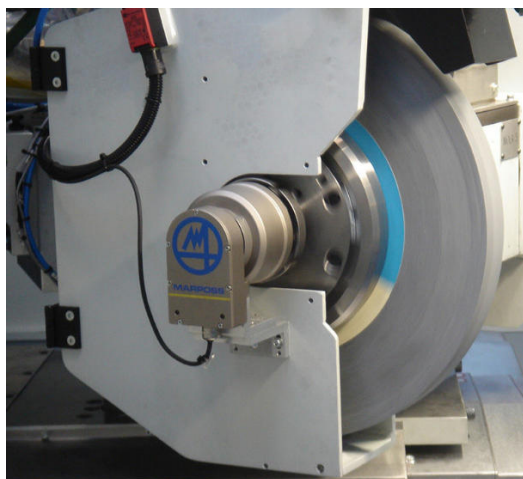
Obr. 30) Montáž vyvažovací hlavy [24]

¹ Akustická emise je fyzikální jev, kdy dochází uvnitř materiálu v důsledku vnějších nebo vnitřních sil k uvolňování části materiálem akumulované energie. Tento jev doprovází elastické napěťové vlnění, jenž může být zachyceno pomocí piezoelektrických senzorů, které je přeměnění na elektrický signál. Signál AE je vhodný ke sledování procesu obrábění (stavu rezného nástroje) zejména v ultrazvukové oblasti, kde je vyloučen vliv prostředí a vlastních vibrací stroje. [25]



Obr. 31) Měřicí systém Protomar (nalevo) a Unimar (napravo) [23]

Příklad použití vyvažovací hlavy od společnosti MARPOSS v praxi lze vidět na obr. 32. Možno podotknout, že se jedná o jednoduchý a rychlý způsob modernizace stroje.



Obr. 32) Příklad použití vyvažovací hlavy z praxe [23]

9.2 Přínos modernizace procesu

Očekávaným přínosem modernizace procesu broušení je:

- kontrola obrobku během procesu broušení,
- zlepšení kvality povrchu,
- zvýšení efektivity stroje a snížení výrobních časů,
- automatická kompenzace opotřebení brusného kotouče,
- automatické kontrolování odchylky stroje nebo procesu,
- průběžné sledování polohy a stavu brusného kotouče,
- průběžné kontrolování nebezpečí kolize, jenž může nastat nesprávnými pohyby brusného kotouče.

Dle odhadu jednatele společnosti MARPOSS s.r.o. by se náklady na všechna potřebná zařízení a software pohybovaly okolo 100 000 € (cca 2,5 mil. Kč).

10 ZÁVĚR

V teoretické části této práce bylo pojednáno obecně o technické diagnostice, byly vyjmenovány základní úlohy a rozdělení diagnostických metod ve průmyslové praxi. Také se zde pojednává o jedné z hlavních metod bezdemontážní nedestruktivní diagnostiky strojů, tedy o vibrodiagnostice. Je zde popsána problematika mechanického kmitání v průmyslové praxi a také provedeno rozdělení vibrací. Následně kapitola pojednává o problematice vibrací a dynamických vztazích v procesu broušení. Na závěr teoretické části jsou vyjmenovány důvody používání vibrodiagnostiky v průmyslu.

Praktická část začíná představením společnosti Společnost Siemens Electric Machines s.r.o. v Drásově, kde jsem zpracovával tuto diplomovou práci. Pro testování stroje byl vytvořen návrh diagnostického systému. Do tohoto systému patří objekt diagnostiky, tedy horizontální hrotový soustruh ŠKODA SR1-180 a prostředky diagnostiky.

Následně za použití vhodné metodiky měření pomocí vibrodiagnostiky byla realizována celkem tři měření pro zjištění přenosu vibrací z vřetene brusky na obrobek. Při vyhodnocování bylo nejdříve provedeno porovnání s normou ČSN ISO 20 0065, kde se zjistilo, že naměřená efektivní hodnota rychlosti vibrací vřetene brusky v radiálním horizontálním směru splňuje kritéria této normy.

Dále byla vyhodnocena simulovaná chůze operátora po kabině určené k obsluze stroje, která by mohla mít vliv na vibrace vřetene brusky. Tato možnost byla vyvrácena po vyhodnocení RMS hodnot a časového průběhu rychlosti vibrací. V časovém průběhu rychlosti vibrací sice bylo zpozorováno zvýšení rychlosti vibrací u vřetene brusky ve vertikálním směru, ovšem tento nárůst se projevoval vždy po 47, popř. 27 sekundách. Tento nárůst se tedy opakoval vždy po délce jednoho cyklu broušení, nebo vyjiskřování.

Také byla ve frekvenčním spektru rychlosti vibrací jednotlivých kanálů pozorována amplituda rychlosti vibrací na otáčkové frekvenci vřetene brusky, jež byla 28,7 Hz. Na koníku byla naměřena hodnota této amplitudy přibližně 10x nižší ($0,03 \text{ mm} \cdot \text{s}^{-1}$) oproti brusce ($0,4 \text{ mm} \cdot \text{s}^{-1}$ v radiálním horizontálním a $0,7 \text{ mm} \cdot \text{s}^{-1}$ ve vertikálním směru) a na vřetenu soustruhu přibližně 100x nižší ($0,01 \text{ mm} \cdot \text{s}^{-1}$ v radiálním horizontálním a $0,002 \text{ mm} \cdot \text{s}^{-1}$ ve vertikálním směru). Vřeteno soustruhu se nacházelo dále od místa broušení a také lze očekávat, že bude tužší než koník, s nímž lze pohybovat po kluzném vedení. Hodnoty amplitud rychlostí vibrací přenášených na obrobek jsou v řádech stovek a tisíců $\text{mm} \cdot \text{s}^{-1}$.

Po vyhodnocení průběhů amplitudy rychlosti vibrací, fáze a otáček bylo konstatováno, že obrobek a brusný kotouč jsou ve stejné fázi, což je pro samotný proces broušení příznivé, jelikož nedochází k výrazné změně hloubky řezu a tím tedy nedochází k nárůstu samobuzeného regenerativního kmitání obrobku a kotouče.

Popis vlivů, které ovlivňují kvalitu broušeného povrchu, je proveden v kapitole 8. Je zde popsán mimo jiné také vliv ustavení a uložení stroje na vhodný základ, kde bych doporučil provést další měření pomocí vibrodiagnostiky. To by vedlo ke zjištění, zda má vliv vedle sídlící lisovna, nebo pohyb mostového jeřábu na vibrace strojů v hale obrobny. Zde bych ještě doporučil pravidelnou údržbu a měření vůlí v pojezdu brusky.

V poslední kapitole je navržena modernizace procesu, ke které by došlo při implementaci diagnostického a měřícího systému od společnosti MARPOSS s.r.o. Díky online

měření vibrací včetně brusky by mohl být brusný kotouč pomocí vyvažovací hlavy automaticky vyvažován. Tato hlava by také disponovala integrovaným senzorem akustické emise, díky kterému by byl monitorován stav brusného kotouče. Do systému by byla také zařazena dotyková sonda, která by sloužila pro správné polohování kotouče vůči obrobku a zabráňovala kolizím.

V měřícím systému navrhuji použít měřící hlavu Protomar nebo Unimar od společnosti MARPOSS s.r.o., s nimiž lze měřit průměr a ovalitu součásti během i po procesu broušení. Tyto zařízení pro měření vibrací, akustické emise, vyvažování a rozměrů by byli propojeny s elektronickou řídicí jednotkou, která je schopna optimalizovat proces obrábění. Tato jednotka je schopna sdílet data použitím software MHIS s obrazovkou u ovládacího panelu stroje, ale také s počítačem s operačním systémem Windows. Software umožňuje provádět parametrické programování, kontrolovat celý proces broušení a archivovat naměřená data.

Touto navrhovanou modernizací by došlo ke zlepšení kvality povrchu obrobku, zvýšení efektivity stroje a optimalizaci výrobních časů, automatické kompenzaci opotřebení brusného kotouče, automatické kontrolování odchylek stroje a procesu, průběžnému sledování polohy kotouče, kontrole obrobku již při broušení. Odhadované náklady na všechna potřebná zařízení a software by se pohybovaly okolo 100 000 €, tedy cca 2,5 mil. Kč. Tyto náklady jsou vzhledem k počtu vyráběných součástí a rizikovosti spojené s chybnou geometrií obráběných povrchů rentabilní.

11 SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ

- [1] KREIDL, Marcel a Radislav ŠMÍD. Technická diagnostika: senzory, metody, analýza signálu. Praha: BEN – technická literatura, 2006. Senzory neelektrických veličin. ISBN 80-7300-158-6.
- [2] HAMMER, Miloš. Přednášky z předmětu: Technická diagnostika II (XT2). Vysoké učení technické v Brně. [cit. 2018-01-11]
- [3] ČEP, Robert a Jana PETRŮ. Experimentální metody v obrábění: učební text [online]. Ostrava: VŠB – TUO, Fakulta strojní, Katedra obrábění a montáže, 2011 [cit. 2018-02-13]. ISBN 978-80-248-2533-5. Dostupné z: http://projekty.fs.vsb.cz/459/ucebniopory/Experimentalni_metody_%20v_obrabeni.pdf
- [4] STODOLA, Jiří, Alena BREZNICKÁ a Pavel NOVOTNÝ. Vibrodiagnostika strojů: monografie. Brno: MSD, 2017. ISBN 978-80-7392-276-4.
- [5] STODOLA, Jiří. Vibrace a jejich využití v technické diagnostice strojů. Brno: Vojenská akademie v Brně, 2003. ISBN 80-85960-64-8.
- [6] ZUTH, Daniel a František VDOLEČEK. Měření vibrací ve vibrodiagnostice. AUTOMA: časopis pro automatizační techniku [online]. 2010, 2010(01), 32-36 [cit. 2018-02-24]. Dostupné z: http://automa.cz/Aton/FileRepository/pdf_articles/40375.pdf
- [7] HUMÁR, Anton. TECHNOLOGIE I: TECHNOLOGIE OBRÁBĚNÍ - 3. část. Studijní opory pro magisterskou formu studia [online]. Brno: VUT v Brně, FSI, Ústav strojírenské technologie, 2005 [cit. 2018-02-26]. Dostupné z: http://ust.fme.vutbr.cz/obrabeni/opory-save/Dokoncovaci_a_nekonvencni_metody_obrabeni/TI_TO-3.cast.pdf
- [8] CYLINDRICAL GRINDING. ENCYCLOPEDIA OF ENGINEERING: Ultimate core concepts of "ENGINEERING" [online]. 9. března 2015 [cit. 2018-03-13]. Dostupné z: <http://www.mechscience.com/cylindrical-grinding/>
- [9] ROWE, William Brian. 12 – Vibration Problem-Solving in Grinding. Principles of Modern Grinding Technology (Second Edition) [online]. USA: Elsevier, 2014, s. 241-262 [cit. 2018-03-14]. ISBN 978-0-323-24271-4. Dostupné z: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/B9780323242714000129>
- [10] BILOŠ, Jan a Alena BILOŠOVÁ. Aplikovaný mechanik jako součást týmů konstruktérů a vývojářů: studijní opora. Ostrava: Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, 2012. ISBN 978-80-248-2755-1. Dostupné z: <http://projekty.fs.vsb.cz/147/ucebniopory/978-80-248-2755-1.pdf>
- [11] BLATA, Jan a Janusz JURASZEK. Metody technické diagnostiky: teorie a praxe = Metody diagnostyki technicznej : teorie a praktyka. Ostrava: Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava, 2013. ISBN 978-80-248-2997-5.
- [12] Vibration measurement. DEWESoft [online]. 2018 [cit. 2018-03-20]. Dostupné z: <https://www.dewesoft.com/pro/course/vibration-measurement-3>
- [13] Způsoby upevnění snímačů vibrací - 1.díl. SVMTech [online]. [cit. 2018-03-27]. Dostupné z: <http://www.svmtech.cz/cz/zpusoby-upevneni-snimacu-vibraci-1-dil>

- [14] DOMINGOS, Victor. VIBRATION AMPLITUDES. NASH: by Gardner Denver [online]. 2016 [cit. 2018-03-28]. Dostupné z: <http://www.gdnash.com/vib-amplitudes/>
- [15] ČSN ISO 20816-1: Vibrate – Měření a hodnocení vibrací strojů. Část 1, Obecné pokyny. Praha: Úřad pro technickou normalizaci, metrologii a státní zkušebnictví, 2017.
- [16] TOMEH, Elias. Technická diagnostika: vibrační diagnostika strojů a zařízení. Liberec: Technická univerzita v Liberci, 2015. ISBN 978-80-7494-174-0.
- [17] Siemens Electric Machines s.r.o. SIEMENS [online]. 2018 [cit. 2018-04-03]. Dostupné z: https://w5.siemens.com/web/cz/cz/corporate/portal/home/produkty_a_sluzby/sem/Pages/Siemens_Electric_Machines.aspx
- [18] Interní dokumentace SEM Drásov: Generátory a motory. Drásov, 2017.
- [19] UNIVERZÁLNÍ HORIZONTÁLNÍ SOUSTRUHY: SOUSTRUHY TYPU SR 1–5. ŠKODA MACHINE TOOL [online]. 2018 [cit. 2018-04-05]. Dostupné z: <http://www.skodamt.com/cs/produkty/univerzalni-horizontalni-soustruhy/soustruhy-sr-1-5>
- [20] Connection Technology Center, Inc. [online]. 2014 [cit. 2018-03-15]. Dostupné z: <https://www.ctconline.com/home.aspx>
- [21] Adash [online]. 2018 [cit. 2018-03-16]. Dostupné z: <https://adash.com/cs/>
- [22] ČSN 20 0065: Obráběcí stroje na kovy. Metody měření a hodnocení mechanického kmitání. Mezní hodnoty kmitání. Praha: Český normalizační institut, 1992.
- [23] MARPOSS [online]. 2018 [cit. 2018-05-14]. Dostupné z: <https://www.marposs.com/eng/>
- [24] Dynamic Balance System: Application Questionnaire. In: SBS DYNAMIC BALANCE SYSTEM [online]. 2017, [cit. 2018-05-15]. Dostupné z: http://www.grindingcontrol.com/wp-content/uploads/questionnaire_20120501.pdf
- [25] ŽIŽKA, Jan. Použití akustické emise ke sledování stavu řezného nástroje. Liberec: Technická univerzita, 2003.

12 SEZNAM ZKRATEK, SYMBOLŮ, TABULEK A OBRÁZKŮ

12.1 Seznam zkratk

A/D	Analog/Digital
AE	Akustická emise
CNC	Počítačem řízený stroj (Computer Numerical Control)
ČSN	České technické normy
FFT	Rychlá Fourierova transformace (Fast Fourier Transformation)
CH	Kanál, snímač
ISO	Mezinárodní organizace pro normalizaci
PC	Osobní počítač
RMS	Efektivní hodnota vibrací (Root Mean Square)

12.2 Seznam symbolů

a_e	hloubka řezu
CF	činitel výkmitu (Crest Factor)
C_{sw}	koeficient opotřebení kotouče
F	brusná síla
f	frekvence
H_a	funkce hloubky řezu
H_s	funkce opotřebení kotouče
j	komplexní operátor
K_s	funkce brousící síly
n_s	otáčky brusného kotouče
n_w	otáčky obrobku
r	vlnitost povrchu obrobku
r_s	opotřebení brusného kotouče
s	Laplaceův operátor ve vibrační teorii
t	čas
T	perioda
T_s	doba jedné otáčky kotouče
v_f	posuvová rychlost
x	výchylka
x_{AVE}	střední hodnota
x_f	rázy v posuvech
x_{fv}	vynucené vibrace
x_{Peak}	špičková hodnota
x_{p-p}	maximální rozkmit
x_{RMS}	efektivní hodnota

λ	statická tuhost systému
$\lambda(j\omega)$	dynamická tuhost systému
ω	úhlová frekvence

12.3 Seznam tabulek

Tab 1) Technické parametry horizontálního hrotového soustruhu ŠKODA SR1-180 [19]	38
Tab 2) Technické parametry akcelerometrů CTC [20]	38
Tab 3) Vybrané technické parametry analyzátoru A4400 VA4 Pro [21]	40
Tab 4) Informace o použitých akcelerometrech	41

12.4 Seznam obrázků

Obr. 1) Absolutní a relativní vibrace [6]	21
Obr. 2) Schéma procesu podélného broušení vnějších rotačních ploch [8]	21
Obr. 3) Růst samobuzených vibrací v závislosti na čase broušení [9]	23
Obr. 4) Regenerativní vibrace a vlny generované na povrchu obrobku (vlevo), brusného kotouče (vpravo) [9]	24
Obr. 5) Vztahy mezi vibracemi a tvarem obrobku [9]	24
Obr. 6) Změna hloubky řezu [9]	25
Obr. 7) Piezoelektrický akcelerometr tlakový (vlevo), smykový (vpravo) [12]	28
Obr. 8) Vliv způsobu montáže snímače na jeho amplitudovou frekvenční charakteristiku [6]	29
Obr. 9) Graf veličin popisujících časový signál [14]	31
Obr. 10) Princip frekvenční analýzy [10]	33
Obr. 11) Generátory pro loď, jenž bude odsávat písek v přístavech a průplavech [18] ..	35
Obr. 12) Horizontální hrotový soustruh ŠKODA SR1-180	37
Obr. 13) Piezoelektrické akcelerometry firmy CTC: a) AC102-1A, b) AC104-1A [20] ..	38
Obr. 14) Analyzátor vibrací A4400 VA4 Pro [21]	39
Obr. 15) Software DDS 2018 - uživatelské prostředí	40
Obr. 16) Nastavení parametrů prvního akcelerometru	41
Obr. 17) Zjednodušené schéma stroje s umístěním akcelerometrů	42
Obr. 18) Software Virtual Unit – uživatelské prostředí	43
Obr. 19) Efektivní hodnota rychlosti vibrací (RMS)	44
Obr. 20) RMS hodnoty a časový průběh rychlosti vibrací	45
Obr. 21) Zvýšené vibrace ve vertikálním směru na vřeteníku brusky (CH2)	46
Obr. 22) Průběh rychlosti vibrací v čase (snímač CH2)	47
Obr. 23) Frekvenční spektrum rychlosti vibrací vřetene brusky (CH1)	47

Obr. 24) Frekvenční spektrum rychlosti vibrací vřetene brusky (CH2)	48
Obr. 25) Frekvenční spektrum rychlosti vibrací vřetena soustruhu (CH3-H)	48
Obr. 26) Frekvenční spektrum rychlosti vibrací vřetene soustruhu (CH3-V)	49
Obr. 27) Frekvenční spektrum rychlosti vibrací unášecího vřetene koníku (CH4)	49
Obr. 28) Amplituda, fáze a otáčky (CH1, CH4)	50
Obr. 29) Navrhovaný systém [23]	53
Obr. 30) Montáž vyvažovací hlavy [24]	54
Obr. 31) Měřicí systém Protomar (nalevo) a Unimar (napravo) [23]	55
Obr. 32) Příklad použití vyvažovací hlavy z praxe [23]	55

13 SEZNAM PŘÍLOH

Příloha 1	Technické parametry akcelerometru AC102-1A
Příloha 2	Technické parametry akcelerometru AC104-1A
Příloha 3	Technické parametry akcelerometru ARTIS VA-3D
Příloha 4	Technické parametry řídicí jednotky P7
Příloha 5	Technické parametry a příklad volby vyvažovací hlavy typu FCCG
Příloha 6	Technické parametry dotykové sondy T25G
Příloha 7	Technické parametry měřící hlavy PROTOMAR

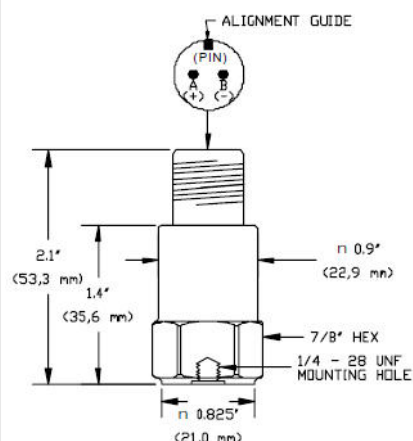
PŘÍLOHY

Příloha 1 – Technické parametry akcelerometru AC102-1A [20]

AC102-1A

Multi Purpose Accelerometer, Top Connector, 100 mV/g

Part Number	AC102-1A	M/AC102-1A
Performance Specifications	English	Metric
Sensitivity +/-10%	100 mV/g	100 mV/g
Frequency Response		
± 3 dB	30-900,000 CPM	0,5-15000 Hz
± 10%	60-360,000 CPM	1,0-6000 Hz
± 5%	102-240,000 CPM	1,7-4000 Hz
Dynamic Range	±50 g peak	±50 g peak
Electrical		
Settling Time (Turn on Time)		
@ Room Temp (68°F/20°C)	2.5 Seconds	2,5 Seconds
@ Max Temp (250°F/121°C)	10 Seconds	10 Seconds
Power Requirement		
Voltage Source	18-30 VDC	18-30 VDC
Constant Current Excitation	2-10 mA	2-10 mA
Electrical Noise (Typical)		
Broadband	2.5 Hz to 25 kHz	100 µg/√Hz
10 Hz	70 µg/√Hz	70 µg/√Hz
100 Hz	30 µg/√Hz	30 µg/√Hz
1000 Hz	3 µg/√Hz	3 µg/√Hz
Output Impedance, Max	<100 ohm	<100 ohm
Bias Output Voltage	10-14 VDC	10-14 VDC
Electrical Case Isolation	>10 ⁸ ohm	>10 ⁸ ohm
Recommended Cable Connectors	A,B,C,D,M,N	A,B,C,D,M,N
Environmental		
Temperature Range	-58 to 250° F	-50 to 121° C
Vibration Limit	± 50 g	±50 g
Maximum Shock Protection	5,000 g	5000 g
Electromagnetic Sensitivity	☑ Certified	☑ Certified
Sealing	Welded, Hermetic	Welded, Hermetic
Physical		
Sensing Element	PZT Ceramic	PZT Ceramic
Sensing Structure	Shear Mode	Shear Mode
Weight	3.2 oz.	90 grams
Case Material	316L Stainless Steel	316L Stainless Steel
Mounting	1/4-28 Tapped Hole	1/4-28 Tapped Hole
Connector	2 Pin MIL-C-5015	2 Pin MIL-C-5015
Mechanical		
Resonant Frequency	1,380,000 CPM	23000 Hz
Mounting Torque	2 to 5 ft. lbs.	2,7 to 6,8 Nm
Supplied Accessories		
Mounting Hardware	1/4-28 Stud	M6x1 Adapter Stud
Calibration Certificate	CA10	CA10



Common Applications

Industries Served

- Automotive
- Pharmaceutical
- Pulp and Paper
- Wastewater Treatment
- Manufacturing
- Power Generation
- Steel

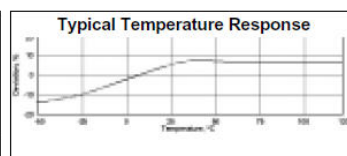
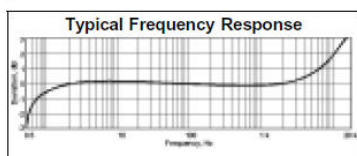
Typical Applications

- Air Compressors
- Conveyers
- Dryer Sections <250° F
- Fourdriniers
- Motors
- Presses and Stamping
- Roll and Process Equipment
- Air Handlers
- Cooling Towers
- Fans
- Gear Boxes
- Press Sections
- Pumps
- Spindles

Measurement Type

- Permanent Mount
- Portable

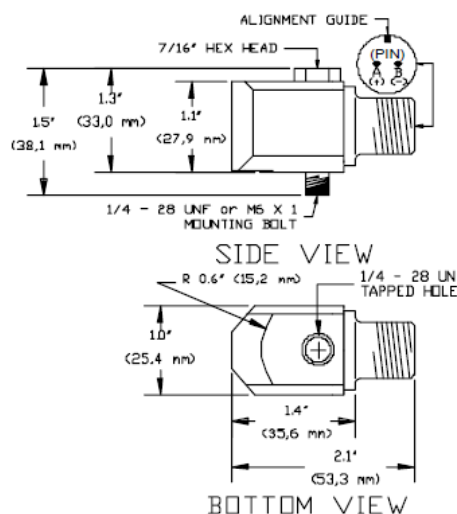
Optional Mounting Accessories		
MH103-1B	Flat Surface Magnetic Mounting Base	See Pg. 63
MH107-1A / MH107-1B	Quick Disconnect Receptacle / Base	See Pg. 67
MH114-3A / MH115-2A	Multi Purpose Magnetic Mounting Base	See Pg. 63
MH117-3A / MH117-3B	Accelerometer Installation Tool Kit	See Pg. 72
MH119 Series	Probe Tips	See Pg. 69
MH130-1A	Adhesive Mounting Pad	See Pg. 65



AC104-1A

Multi Purpose Accelerometer, Side Connector, 100 mV/g

Part Number	AC104-1A	M/AC104-1A
Performance Specifications	English	Metric
Sensitivity +/-10%	100 mV/g	100 mV/g
Frequency Response		
±3 dB	30-600,000 CPM	0.5-10000 Hz
+10%	60-300,000 CPM	1.0-5000 Hz
+5%	102-180,000 CPM	1.7-3000 Hz
Dynamic Range	±50 g peak	±50 g peak
Electrical		
Settling Time (Turn on Time)		
@ Room Temp (68°F/20°C)	2.5 Seconds	2.5 Seconds
@ Max Temp (250°F/121°C)	10 Seconds	10 Seconds
Power Requirement		
Voltage Source	18-30 VDC	18-30 VDC
Constant Current Excitation	2-10 mA	2-10 mA
Electrical Noise (Typical)		
Broadband	2.5 Hz to 25 kHz	100 µg/√Hz
Spectral	10 Hz	70 µg/√Hz
	100 Hz	30 µg/√Hz
	1000 Hz	3 µg/√Hz
Output Impedance, Max	<100 ohm	<100 ohm
Bias Output Voltage	10-14 VDC	10-14 VDC
Electrical Case Isolation	>10 ⁸ ohm	>10 ⁸ ohm
Recommended Cable Connectors	A,B,C,D	A,B,C,D
Environmental		
Temperature Range	-58 to 250° F	-50 to 121° C
Vibration Limit	±50 g	±50 g
Maximum Shock Protection	5,000 g	5000 g
Electromagnetic Sensitivity	CE Certified	CE Certified
Sealing	Welded, Hermetic	Welded, Hermetic
Physical		
Sensing Element	PZT Ceramic	PZT Ceramic
Sensing Structure	Shear Mode	Shear Mode
Weight	5.1 oz.	145 grams
Case Material	316L Stainless Steel	316L Stainless Steel
Mounting	1/4-28	M6x1
Connector	2 Pin MIL-C-5015	2 Pin MIL-C-5015
Mechanical		
Resonant Frequency	1,320,000 CPM	22000 Hz
Mounting Torque	2 to 5 ft. lbs.	2.7 to 6.8 Nm
Supplied Accessories		
Mounting Hardware	1/4-28 Captive Bolt	M6x1 Captive Bolt
Calibration Certificate	CA10	CA10



Common Applications

Industries Served

- Automotive
- Pharmaceutical
- Pulp and Paper
- Wastewater Treatment
- Manufacturing
- Power Generation
- Steel

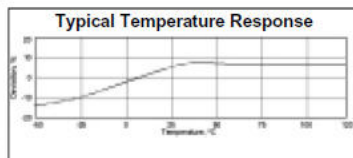
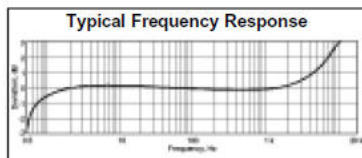
Typical Applications

- Air Compressors
- Conveyers
- Dryer Sections <250° F
- Fourdriniers
- Motors
- Presses and Stamping
- Roll and Process Equipment
- Air Handlers
- Cooling Towers
- Fans
- Gear Boxes
- Press Sections
- Pumps
- Spindles

Measurement Type

- Permanent Mount
- Portable

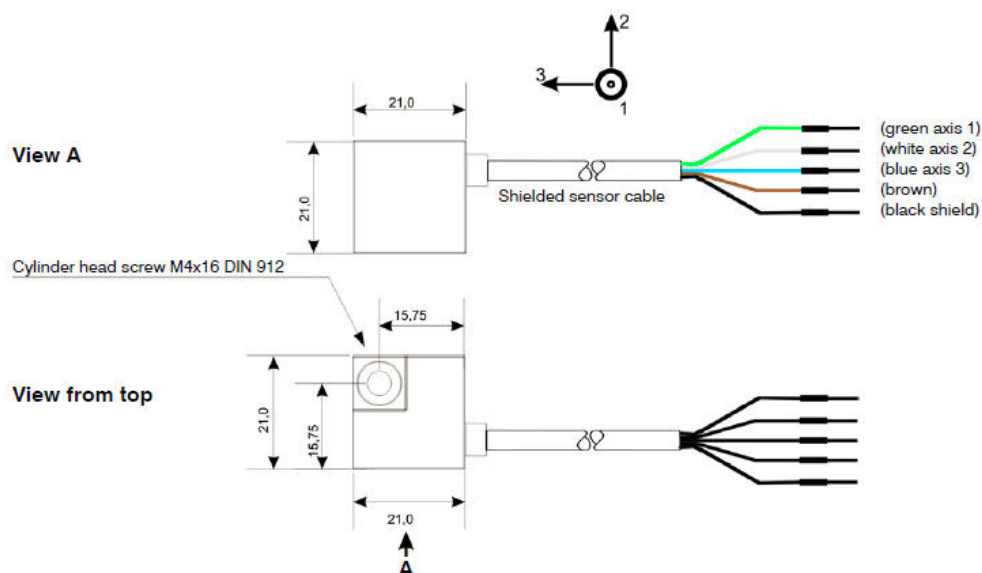
Optional Mounting Accessories		
MH107-1A / MH107-1B	Quick Disconnect Receptacle / Base	See Pg. 67
MH114-3A / MH115-2A	Multi Purpose Magnetic Mounting Base	See Pg. 63
MH117-1A / MH117-1B	Accelerometer Installation Tool Kit	See Pg. 72
MH119 Series	Probe Tips	See Pg. 69
MH122-1A	Flat Surface Magnetic Mounting Base	See Pg. 63
MH130-1A	Adhesive Mounting Pad	See Pg. 65



Příloha 3 – Technické parametry akcelerometru ARTIS VA-3D [23]

3-axes acceleration sensor

VA-3D



	O3PZ0111011
Dimensions	see drawing
Weight	25 g (sensor only)
Material	Chromium-nickel steel cast
Operating temperature	0 °C – +70 °C
Degree of protection	IP67 resistant to cooling lubricants
Contacting	Screw connection M4
Cable	PU cable
Cable length	10 m
Voltage supply	according to ICP® (ICP® ist a registered trademark of PCB Group, Inc.)
Sensitivity per axis	100 mV/g, (10.2 mV/m/s²)
Tolerance	±20 %
Max. acceleration	5000 g (peak)

Measuring range per axis	±50 g
Frequency range	(±3 dB) 0.3 Hz – 2 kHz 0.3 Hz – 15 kHz
Resonance frequency	> 20 kHz
Output impedance	< 100 Ohm
Open circuit voltage	8 – 12 V DC
Conformity	CE
PU cable	
Diameter	3.4 mm
Conductor size	0.09 mm²
Bending radius	7.5 x wire diameter
Wire configuration	Conductor, fine wired acc. to VDE 0295

Příloha 4 – Technické parametry řídicí jednotky P7 [23]

HARDWARE CONFIGURATION		
MACHINE INTERFACES		
Optoinsulated configurable BCD or I/O with protected outputs	number of signals	64 programmable I/O
	operating voltage	24 VDC (-15/+20)%
	Sink/Source	Yes
	input current	5mA / 24V
	output current	100mA / 24V
Serial	number of ports (type)	2 (RS232E)
	transmission protocol	according to specific needs
	transmission rate	programmable from 9600 up to 115200 bauds
	max. connection distance	15 mt (50 feet)
Field bus	Yes	Profibus/Interbus-S
Power Supply	voltage	24 VDC (-15/+20)% IEC 1131-2
	consumption	60W
CPU MEASUREMENTS		
Elaboration	speed	2,000 samples/second
Transducers channels	Air Gap, LVDT, HBT	up to 8 channel/4 connectors, modularity 2
EXPANSION MEASUREMENTS		
Transducers channels	Air Gap, LVDT, HBT	up to 8 channel/4 connectors, modularity 2
DISPLAY		
Graphic LCD	dimensions	320 x 240 pxls, ¼ VGA (5,5")
	HW technology	TFT (colors)
	standard measure resolution	0.1 µm (0.000001")
	scales	1000 / 500 / 100 µm (.04" / .02" / .004")
	standard balancing resolution	0.01 µm (0.0000001")
Remote panel	max. remotable distance	30 mt (98 feet)
CPU WHEEL BALANCER		
Elaboration	peak - rms	0÷50 µm - 0÷30 mm/s
Logic I/O's for Gap Eliminator and Crash	inputs operating voltage	24 V DC
	Sink / Source	Yes
	outputs type	relays 24 VDC/AC-optoinsulated 24 VDC 10mA
ADDITIONAL FUNCTIONS		
Gap Eliminator & Crash	number of channels	2 (1 Gap + 1 Crash)
	A/E sensor (fixed or rotating)	1
Logic I/O	inputs operating voltage	24 V DC
	Sink / Source	Yes
	output type	relays 24 VDC/AC-optoinsulated 24 VDC 10mA
Analog Output for Gap signal	full-range output voltage	1 Vp
Touch Probe for positioning cycles	logic I/O output type	solid state relays ± 50V / 40 mA External LED connection possible
	response time to touch	30µs (opening), 50µs (closing)
QUALITY & RELIABILITY SPECIFICATIONS		
	GENERAL REQUIREMENT ACCORDING TO:	TEST SPECIFICATION ACCORDING TO:
SAFETY: Operating conditions, transport and storage	EN60204	EN60204
EMC IMMUNITY - radiated electromagnetic fields - electrostatic discharge - electromagnetic field induced on cables - burst on peripheral - magnetic fields - Electromagnetic Emission 1) Radiated at high frequencies 2) Conducted Emission	EN61000-4-3 RF Immunity EN61000-4-2 ESD Immunity EN61000-4-6 Conducted RF Immunity EN61000-4-4 EFTB Immunity EN61000-4-8 Magnetic Field Immunity CISPR 11 from 30 to 1,000 MHz from 0.15 to 30 MHz	Acceptance criterion: A Acceptance criterion: B Acceptance criterion: A Acceptance criterion: B Acceptance criterion: A CISPR 11 Passed Passed

Příloha 5 – Technické parametry a příklad volby vyvažovací hlavy typu FCCG [23]

Model	Model (integrovaný snímač AE)	Výkon při vyvažování (gcm)	L (mm)	Ø (mm)	Rychlost otáčení (rpm)
FT 100 C	FT 100 CG	100	85,1	112	8000
FT 400 C	FT 400 CG	400	85,1	112	6000
FT 600 C	FT 600 CG	600	85,1	112	6000
FT 900 C	FT 900 CG	900	85,1	112	4000
FT 1300 C	FT 1300 CG	1300	85,1	112	4000
FT 2000 C	FT 2000 CG	2000	85,1	112	3000
FT 3000 C	FT 3000 CG	3000	88,2	132	3000
FT 4500 C	FT 4500 CG	4500	88,2	132	2000
FT 6000 C	FT 6000 CG	6000	88,2	132	1800
FT 7500 C	FT 7500 CG	7500	88,2	165	1000

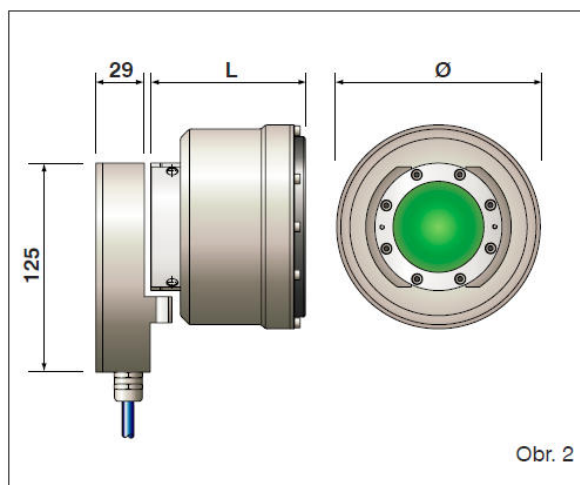
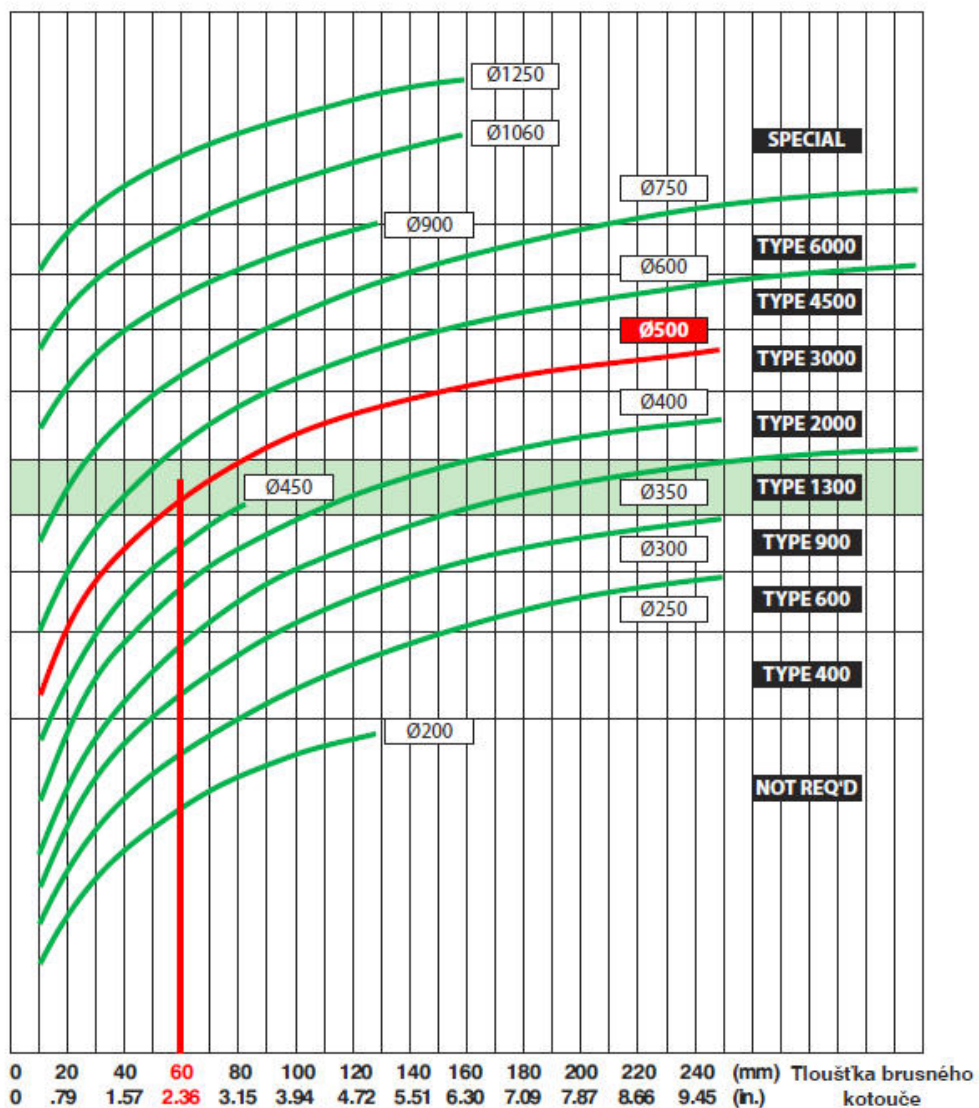
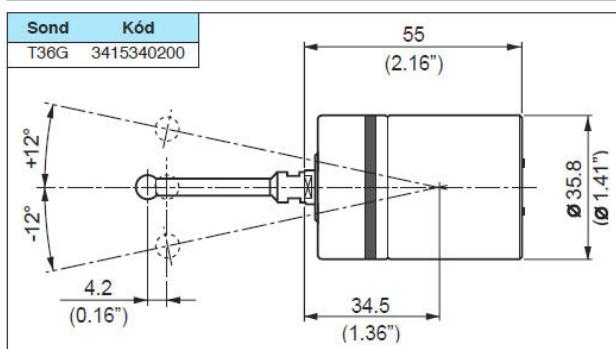
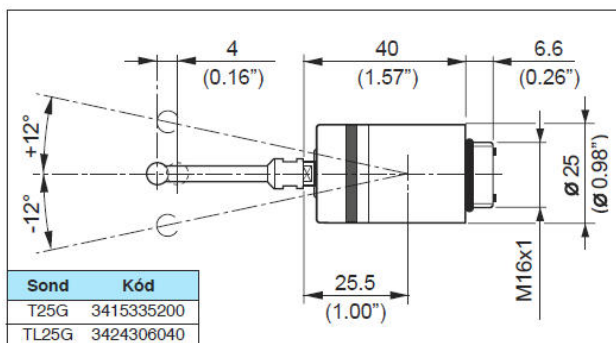


Diagram pro definici vyvažovacího výkonu



Příloha 6 – Technické parametry dotykové sondy T25G [23]

Sondy s pryžovým těsněním (verze "G")



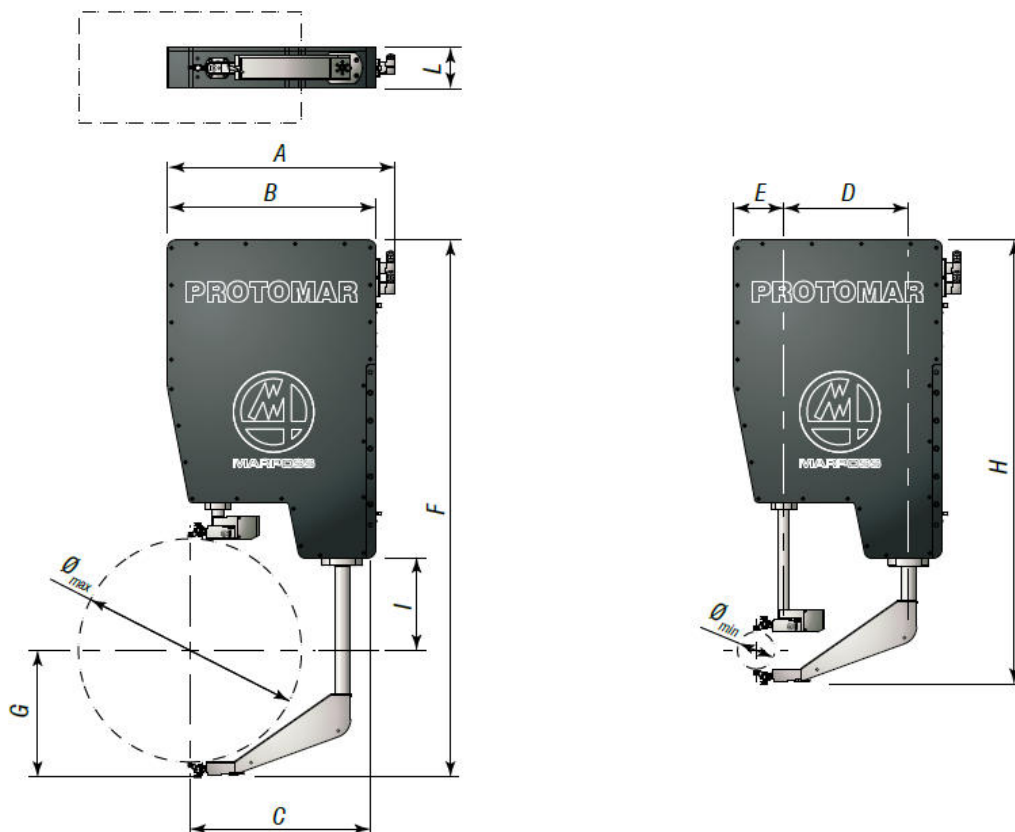
Technické parametry		
	T25G	TL25G
Jednosměrná opakovatelnost (2σ) při rychlostech až do 600 mm/min	0,5 μ m	0,5 μ m
Spínací síla v rovině XY	2 N (200 gf)	0,9 N (90 gf)
Spínací síla ve směru Z	12 N (1200 gf)	5,5 N (550 gf)
Přejezd v rovině XY	11,2 mm	11,2 mm
Přejezd ve směru Z	4 mm	4 mm
Vodotěsnost (podle normy IEC)	IP67	IP67

Výše uvedená charakteristika se týká snímáního doteku délky 35 mm

Technické parametry	
	T36G
Jednosměrná opakovatelnost (2σ) při rychlostech až do 600 mm/min	0,5 μ m
Spínací síla v rovině XY	2,6 N (260 gf)
Spínací síla ve směru Z	12 N (1200 gf)
Přejezd v rovině XY	14,4 mm
Přejezd ve směru Z	4,2 mm
Vodotěsnost (podle normy IEC)	IP67

Výše uvedená charakteristika se týká snímáního doteku délky 40 mm

Příloha 7 – Technické parametry měřící hlavy PROTOMAR [23]



	100	200	300	500	700
RANGE [mm]	100	200	300	500	700
MEASURABLE ØMIN [mm]	7	7	7	30	50
MEASURABLE ØMAX [mm]	250	320	440	760	930
REPEATABILITY 2σ [µm]	1	1,5	2	2,5	4
WEIGHT [kg]	7,5	12,5	25	40	≥90
MEASURABLE SURFACES	Smooth - Interrupted				
WORKING TEMPERATURES	10 ÷ 40 °C				
PROTECTION DEGREE (IEC 6059 Standard)	IP68				
Dimensions [mm]					
A	260	260	340	560	690
B	312	312	375	612.3	742.3
C	232	232	302.5	485	620
D	125	125	166	335	478
E	21.5	86	100	135	126
F	529	678	978.5	1443	1847
G	441.5	137.6	242	340.5	531
H	478	578	828.5	1193	1497
I	63.5	70.5	172	247.5	341.1
L	57	57	75	110	115

Dimensions are to be considered as an indication, they may change with specific application